

Universidad Carlos III de Madrid  
Escuela Politécnica Superior  
Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos



# **INGENIERÍA INDUSTRIAL**

## **PROYECTO FIN DE CARRERA**

DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA INSTALACIÓN SOLAR PARA  
LA OBTENCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

AUTOR: Sergio CAMPOS Díez

TUTOR: María del Carmen RODRÍGUEZ HIDALGO



# ÍNDICE

## PÁGINA

<b>CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>4</b>
<b>CAPÍTULO 2: ENERGÍA SOLAR: EL SOL .....</b>	<b>11</b>
<b>CAPÍTULO 3: LA INSTALACIÓN SOLAR .....</b>	<b>22</b>
<b>CAPÍTULO 4: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.....</b>	<b>40</b>
<b>CAPÍTULO 5: ESTIMACIÓN DEL ÁREA DE COLECTORES.....</b>	<b>44</b>
<b>CAPÍTULO 6: ÁREA DE COLECTORES CONSIDERANDO PÉRDIDAS .....</b>	<b>74</b>
<b>CAPÍTULO 7: DISEÑO DE EQUIPOS AUXILIARES .....</b>	<b>82</b>
<b>CAPÍTULO 8: OPTIMIZACIÓN DEL TANQUE.....</b>	<b>108</b>
<b>CAPÍTULO 9: CÁLCULO DE LA FRACCIÓN SOLAR.....</b>	<b>118</b>
<b>CAPÍTULO 10: ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL.....</b>	<b>130</b>
<b>CAPÍTULO 11: ESTUDIO DE MERCADO DEL ACUMULADOR .....</b>	<b>133</b>
<b>CAPÍTULO 12: ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN SOLAR.....</b>	<b>153</b>
<b>CAPÍTULO 13: ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR CON EL TAMAÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO ...</b>	<b>160</b>
<b>CAPÍTULO 14: CONCLUSIONES .....</b>	<b>165</b>
<b>CAPÍTULO 15: BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>168</b>
<b>CAPÍTULO 16: ANEXOS .....</b>	<b>171</b>

# **CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN**

## **1.- INTRODUCCIÓN**

El continuo aumento del consumo energético en el mundo derivado de un extraordinario crecimiento de la población mundial, junto al crecimiento del consumo “per cápita” de estos recursos obliga a una constante búsqueda de nuevos recursos energéticos que puedan satisfacer dicha demanda, tanto desde el punto de vista cuantitativo como cualitativo o de diversidad.

Aunque existen muchas alternativas energéticas, algunas de ellas, aunque menos perjudiciales para nuestro entorno, no han sido aún suficientemente utilizadas, bien por limitaciones técnicas, económicas o de índole social y/o legislativo. Otras apenas se han desarrollado o lo han hecho sólo parcialmente. De hecho la mayor parte de la energía se obtiene a partir de los llamados combustibles fósiles, compuestos principalmente por el petróleo y sus derivados (gasolinas, gasoil, keroseno, fueloil, etc.), el gas natural y el carbón.

El consumo masivo de hidrocarburos está produciendo alteraciones medioambientales a nivel mundial, como resultado de las emisiones que dan a día de hoy. Así, son los causantes de la denominada lluvia ácida, que deriva en grandes daños al suelo, y en consecuencia a la flora y fauna. Y en las grandes ciudades también se producen efectos indeseables, nocivos y molestos, debidos a la combinación de las emisiones de gases de combustión con algunos otros fenómenos naturales, tales como el smog o concentraciones excesivamente elevadas de componentes indeseables en la atmósfera.

No hay que olvidar que la disponibilidad de recursos energéticos es uno de los factores más importantes en el desarrollo tecnológico de las naciones. Es por ello que es importante no sólo la prospección de nuevos yacimientos sino también el estudio de alternativas energéticas que favorezcan la diversidad y mejora de la explotación de los recursos naturales. Ello cobra un especial interés en aquellos países en que los recursos naturales son insuficientes y, por tanto, son energéticamente dependientes del exterior.

Los recursos energéticos son usados por el hombre para satisfacer algunas de sus necesidades básicas en forma de calor y trabajo. El calor es necesario para aplicaciones como la climatización del espacio, la cocción de alimentos, o gran variedad de procesos industriales como la fabricación de papel, la industria cerámica, etc. El trabajo, se utiliza para una variedad de procesos en los que hay que vencer fuerzas de oposición: para levantar una

masa en un campo gravitacional, deformar un cuerpo o hacer fluir un líquido o gas. La mayor parte de las veces, esta demanda de trabajo se soporta en la energía eléctrica, incrementándose con ello la demanda de energía primaria (i.e. combustibles fósiles u otros recursos energéticos en los que está basada la producción de electricidad).

Calor y trabajo, son por tanto dos necesidades básicas en el hacer diario del ser humano. Pero para una perfecta sintonización entre tecnología y naturaleza es necesario desarrollar otras fuentes energéticas que sean menos agresivas contra el ambiente.

Se denomina **efecto invernadero** al fenómeno por el cual determinados gases, que son componentes de la atmósfera, retienen la energía que el suelo terrestre emite y una parte de la misma la remiten a la superficie de la Tierra. Este fenómeno evita que gran parte de la energía emitida por la Tierra se transmita directamente al espacio, lo que provocaría un continuo enfriamiento de la superficie terrestre e impediría la vida. El efecto invernadero se está viendo acentuado por la emisión de ciertos gases debidos a la actividad humana, como el dióxido de carbono y el metano, que está produciendo un calentamiento en la Tierra.

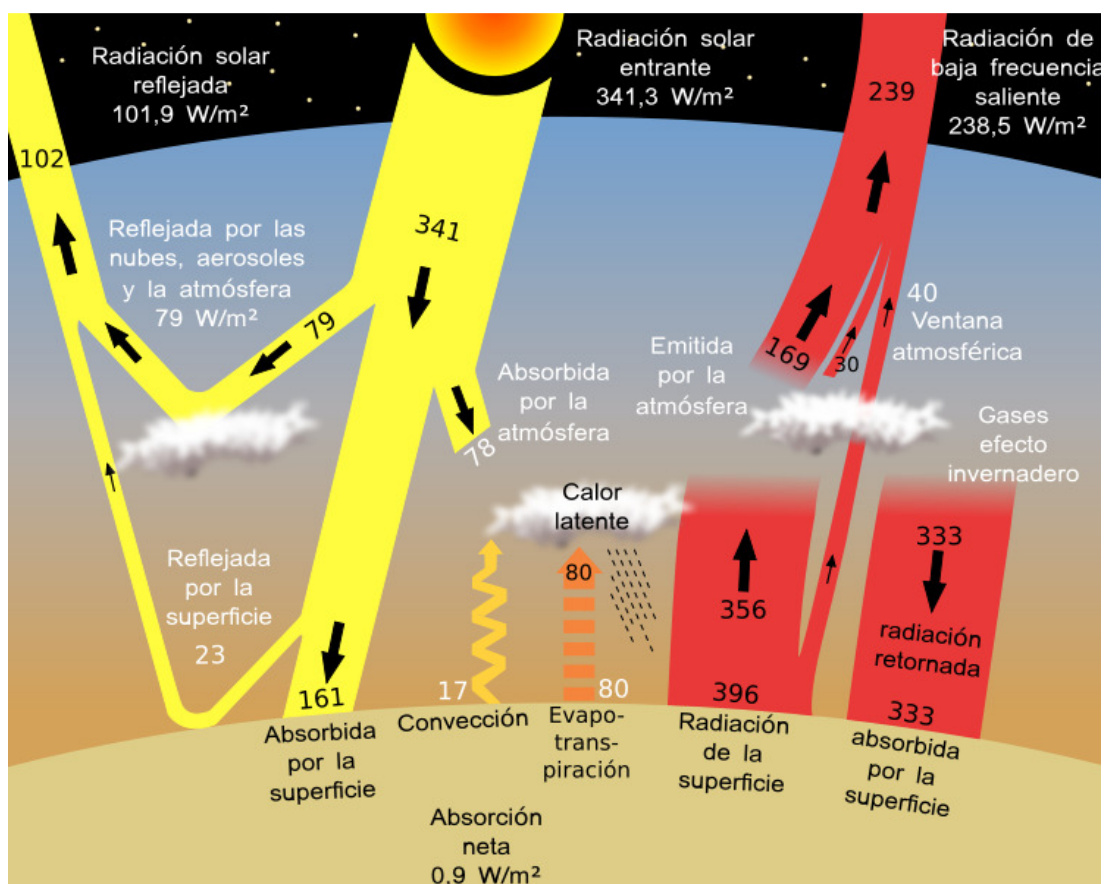


Figura 1: Balance energético terrestre

Los denominados gases de efecto invernadero o gases invernadero, responsables del efecto descrito, son:

- Vapor de agua ( $H_2O$ ).
- Dióxido de carbono ( $CO_2$ ).
- Metano ( $CH_4$ ).
- Óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ).
- Ozono ( $O_3$ ).
- Clorofluorocarbonos ( $CFCI_3$ ).

Si bien todos ellos (salvo los CFC's) son naturales, en tanto que ya existían en la atmósfera antes de la aparición del hombre, desde la *Revolución industrial* y debido principalmente al uso intensivo de los combustibles fósiles en las actividades industriales, el transporte, la calefacción y climatización de edificios así como la obtención de Agua Caliente Sanitaria (ACS), se han producido sensibles incrementos en las cantidades de óxidos de nitrógeno y dióxido de carbono emitidas a la atmósfera, con el agravante de que otras actividades humanas, como la deforestación, han limitado la capacidad regenerativa de la atmósfera para eliminar el dióxido de carbono, principal responsable del efecto invernadero.

### Tendencia mundial de los gases de efecto invernadero más importantes hasta el 1/2003

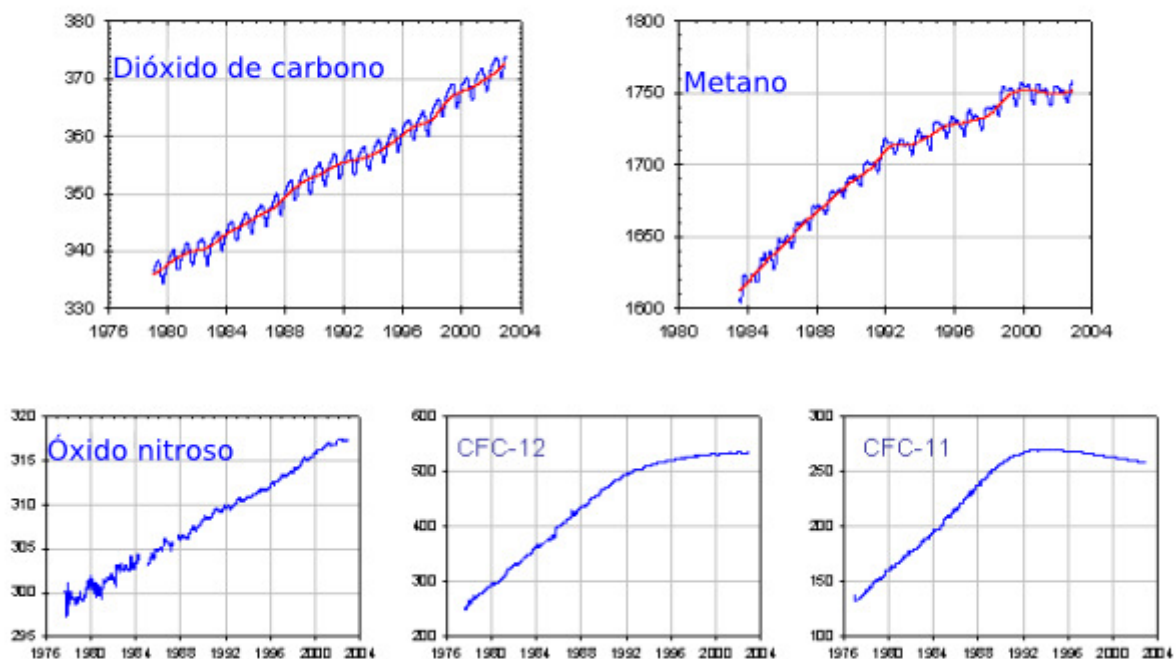


Figura 2: Tendencia mundial de gases de efecto invernadero

Fuente: National Oceanic and Atmospheric Administration

El calentamiento atmosférico actual es inevitable, estando producido por las emisiones de gases invernadero pasadas y actuales. 150 años de industrialización y de emisiones han modificado el clima y continuará repercutiendo en el mismo durante varios cientos de años, aun en la hipótesis de que se redujeran las emisiones de gases de efecto invernadero y se estabilizara su concentración en la atmósfera. El IPCC (Intergovernmental panel on climate change) en su informe de 2007 manifiesta: *Hay un alto nivel de coincidencia y abundante evidencia respecto a que con las políticas actuales de mitigación de los efectos del cambio climático y con las prácticas de desarrollo sostenible que aquellas conllevan, las emisiones mundiales de GEI seguirán aumentando en los próximos decenios.* Una de las estimaciones de futuro de la Agencia Internacional de la Energía en un informe de 2.009 pasa de 4 t de emisión de CO<sub>2</sub> por persona en 1990, a 4,5 t en 2.020 y a 4,9 t en 2.030. Esto significaría que el CO<sub>2</sub> emitido y acumulado desde 1890, pasaría de 778 Gt en 1990, a 1.608 Gt en 2.020 y a 1.984 Gt en 2.030.

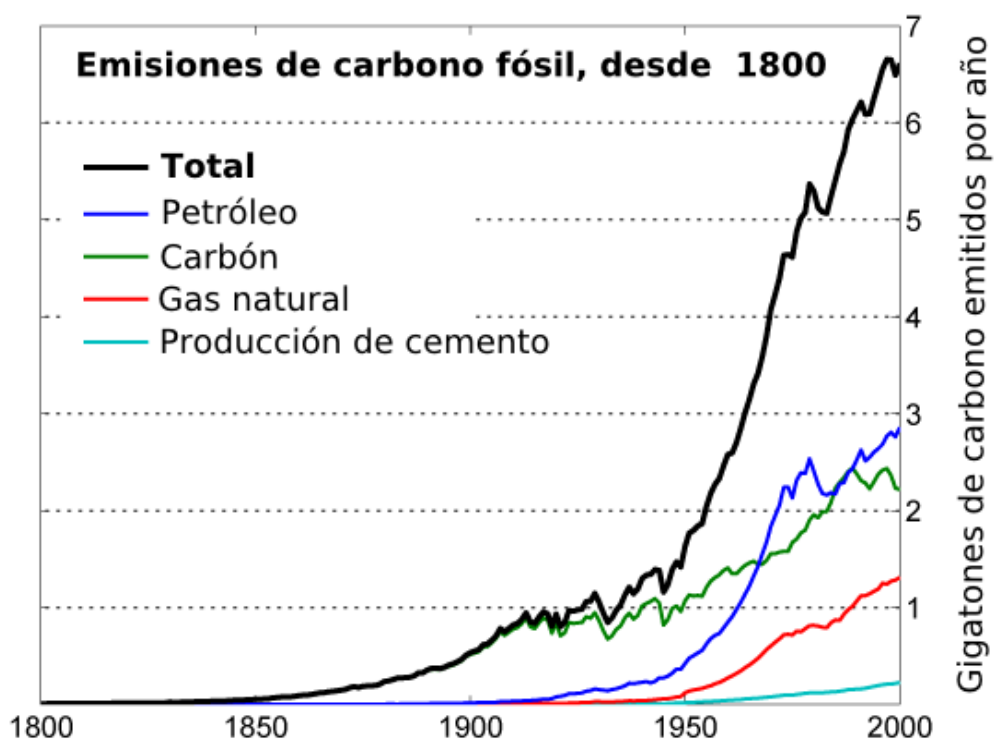


Figura 3: Emisiones de carbono fósil

Fuente: Earth Systemas de W. G. Ernst

El objetivo del presente proyecto consiste en la instalación de un sistema de captación solar para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) en viviendas unifamiliares en la Comunidad de Madrid, evitando la emisión de grandes cantidades de gases de efecto invernadero.



El proyecto se ha dividido en 16 capítulos que detallan el proceso de análisis aplicado para lograr la optimización de la instalación solar que se propone.

El capítulo 1, dentro del cuál nos encontramos, trata de explicar la motivación del proyecto, siendo una pequeña introducción donde se explica el aumento de las emisiones de gases de efecto invernadero.

En el capítulo 2, denominado Energía Solar: El Sol, trata los conceptos más básicos sobre radiación solar para concienciar al lector del potencial energético del Sol. También, se diferencia entre las distintas componentes de la radiación solar.

El capítulo 3, La Instalación Solar, describe los elementos más importantes presentes en la instalación solar a proyectar, así como las propiedades del fluido del circuito primario y balances energéticos.

El capítulo 4, Descripción de la Instalación, trata la ubicación de la instalación y la normativa que debe cumplir.

En el capítulo 5, Estimación del Área de Colectores, se detalla el proceso de cálculo seguido para la estimación del área de captación, resolviendo el balance energético propuesto en el capítulo 3 considerando únicamente las pérdidas ópticas del colector.

El capítulo 6, Área de Colectores Considerando Pérdidas, profundiza en el análisis de las pérdidas “más sencillas de evaluar” para calcular de nuevo el área de colectores, comprobando la gran diferencia entre el capítulo 5 y el capítulo 6.

En el capítulo 7, Diseño de Equipos Auxiliares, se diseñan los componentes más relevantes de la instalación solar atendiendo a criterios normativos y de cálculo, apoyándose en la experiencia de reconocidos fabricantes.

El capítulo 8, Optimización del Tanque, describe el proceso a seguir para conseguir la optimización del tanque, asumiendo que se acumulará tanta energía en él como exceso de energía solar en el día exista. Se obtendrá un volumen óptimo para cada mes del año.

En el capítulo 9, Cálculo de la Fracción Solar, se calcula de nuevo la fracción solar aportada por la instalación, pero esta vez calculada a partir de la temperatura de salida del tanque de almacenamiento; o lo que es lo mismo, la temperatura de suministro. Esta temperatura será calculada realizando un balance energético al tanque de almacenamiento.

El capítulo 10, Estudio de Impacto Ambiental, trata de simular las emisiones de CO<sub>2</sub> que se evitarían al proyectar una instalación solar respecto a una instalación convencional alimentada con gas natural. Este capítulo es breve, pero quizás es el más importante.

En el capítulo 11, Estudio de Mercado del Acumulador, se propone un estudio exhaustivo de mercado de un componente muy importante en la instalación solar como es el tanque de almacenamiento. Como se detallará más adelante, el estudio en profundidad de este componente es fundamental para conseguir una buena optimización de la instalación solar, tanto desde el punto de vista económico como energético.

El capítulo 12, Estudio Económico de la Instalación, describe el proceso de análisis a seguir para calcular la rentabilidad de la instalación. Este proceso es dependiente de la evolución futura de la inflación y del precio del combustible; por lo que, se estudiarán diferentes casos.

En el capítulo 13, denominado Estudio de la Variación de la Fracción Solar con el Tamaño del Tanque de Almacenamiento, se profundiza en la optimización de la instalación solar, recalculando el sistema de ecuaciones, incluido el balance energético en el tanque de almacenamiento. Para simular el comportamiento de la instalación al variar el tamaño del tanque, es necesario resolver el sistema de ecuaciones de forma simultánea; ya que el tamaño de tanque afecta al comportamiento térmico de la instalación. Para diferentes volúmenes, se obtendrán fracciones solares distintas.

El capítulo 14, denominado Conclusiones, describe las conclusiones más importantes extraídas como consecuencia de la elaboración de este proyecto, comparando los resultados con la actual legislación.

El capítulo 15, Bibliografía, engloba las principales fuentes de información utilizadas para desarrollar este proyecto de forma satisfactoria, además de incluir catálogos de los principales fabricantes de componentes para instalaciones solares.

En el capítulo 16, Anexos, se incorporan los catálogos de los principales componentes de la instalación proyectados.

Según datos del IDAE, el porcentaje de energía primaria consumida en España en el sector residencial se sitúa entorno el 16%; siendo un 46% atribuible a la calefacción, un 20% a ACS, 16% a electrodomésticos, 10% a iluminación, 7% a iluminación y un 1% a aire acondicionado.

## **CAPÍTULO 2: ENERGÍA SOLAR: EL SOL**

## 2.- ENERGÍA SOLAR: EL SOL

El Sol es una estrella más de los millones de ellas que iluminan el cielo. La única diferencia con las demás estrellas estriba en su distancia a la Tierra; unos  $149 \cdot 10^6$  Km, distancia enormemente inferior a los muchos años-luz que nos separan, en promedio, del resto de las estrellas.

El Sol es un cuerpo esférico de naturaleza gaseosa que genera energía debido a las reacciones nucleares de fusión que tienen lugar en su zona central. La composición interna del Sol, se supone que consiste en un núcleo central a unos  $15 \cdot 10^6$ °C de temperatura y presiones enormes, que concentra el 40% de la masa del Sol con una densidad de unos  $100.000 \text{ kg/m}^3$ . Saliendo del núcleo, que es donde se producen las reacciones nucleares, se atraviesa una zona intermedia donde disminuye la densidad y la temperatura. La capa exterior, con una densidad muy baja, es la llamada zona convectiva en la que el calor se transmite por convección hasta la superficie.

Las reacciones nucleares que tienen lugar en el Sol consisten en la transformación de hidrógeno en helio, a través de varios pasos intermedios, entre los que figura la obtención de deuterio. El resultado global es que cuatro átomos de hidrógeno se convierten en uno de helio, pero esta transformación se realiza con una pérdida de masa. El átomo de helio obtenido tiene una masa inferior a la de los cuatro átomos de hidrógeno primitivos. Esta pérdida de masa, se ha transformado en energía de acuerdo con la ecuación de Einstein  $E=m \cdot c^2$ . El Sol pierde cada segundo  $4,2 \cdot 10^9$  kg de materia que se transforma en energía; por lo que:

$$E = m \cdot c^2 = 4,2 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left( 3 \cdot 10^8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 = 3,78 \cdot 10^{26} \text{ W}$$

Esta energía se irradia por el espacio con simetría esférica en todas direcciones. La Tierra orbita al Sol a una distancia de 149 millones de kilómetros; por lo que puede calcularse la potencia que recibe una superficie de  $1 \text{ m}^2$  en la Tierra si se hallara perpendicular al Sol:

$$\text{Potencia recibida} = \frac{\text{Potencia producida por el Sol}}{\text{Superficie}} = \frac{3,78 \cdot 10^{26} \text{ W}}{4 \cdot \pi \cdot (149 \cdot 10^9 \text{ m})^2} = 1353 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Puesto que la energía producida por el Sol es constante, y la Tierra se mueve en una órbita casi circular, este valor permanecerá prácticamente constante a lo largo del año, denominándose **constante solar**, si bien hay que hacer constar que está sometido a pequeñas variaciones. Este valor de

la constante solar es la máxima potencia que nos puede llegar del Sol por unidad de superficie.

El movimiento de la Tierra alrededor del Sol se llama traslación y lo hace describiendo una órbita elíptica de muy poca excentricidad llamada Eclíptica, estando el Sol situado en uno de sus focos. La duración del recorrido es de 365 días, 5 horas y 48 minutos a una velocidad de 108.000 Km/hora, aproximadamente. Esta órbita está inclinada con respecto al plano del Ecuador un ángulo de  $23^{\circ}45'$  y ello hace que sobre un punto determinado de la Tierra los rayos del Sol caigan unas veces más perpendicularmente que en otros y, por lo tanto, que la radiación incidente sobre la misma sea diferente.

Por otra parte, la Tierra tiene un movimiento de rotación alrededor de su eje en el que emplea 24 horas. Ahora bien, debido a la inclinación del eje de rotación y del movimiento orbital de la Tierra, la duración del día y de la noche varía según la latitud del lugar. Así, en el Ecuador terrestre el día y la noche son iguales, es decir, de doce horas, pero esa igualdad se va perdiendo a medida que se pasa del Ecuador hacia los Polos, ya que progresivamente van apareciendo los inviernos de noches más largas en contraposición con los veranos de noches más cortas, incluso hasta en las regiones polares en donde duran medio año. La distancia entre el sol y la tierra varía entre 147 y 152 millones de kilómetros.

El ángulo cenital solar  $\theta_s$ , es el ángulo que forma la radiación directa del Sol y la vertical del lugar, en un punto cualquiera de la Tierra. Este ángulo varía continuamente a lo largo del día y depende también de la latitud del lugar y de la declinación.

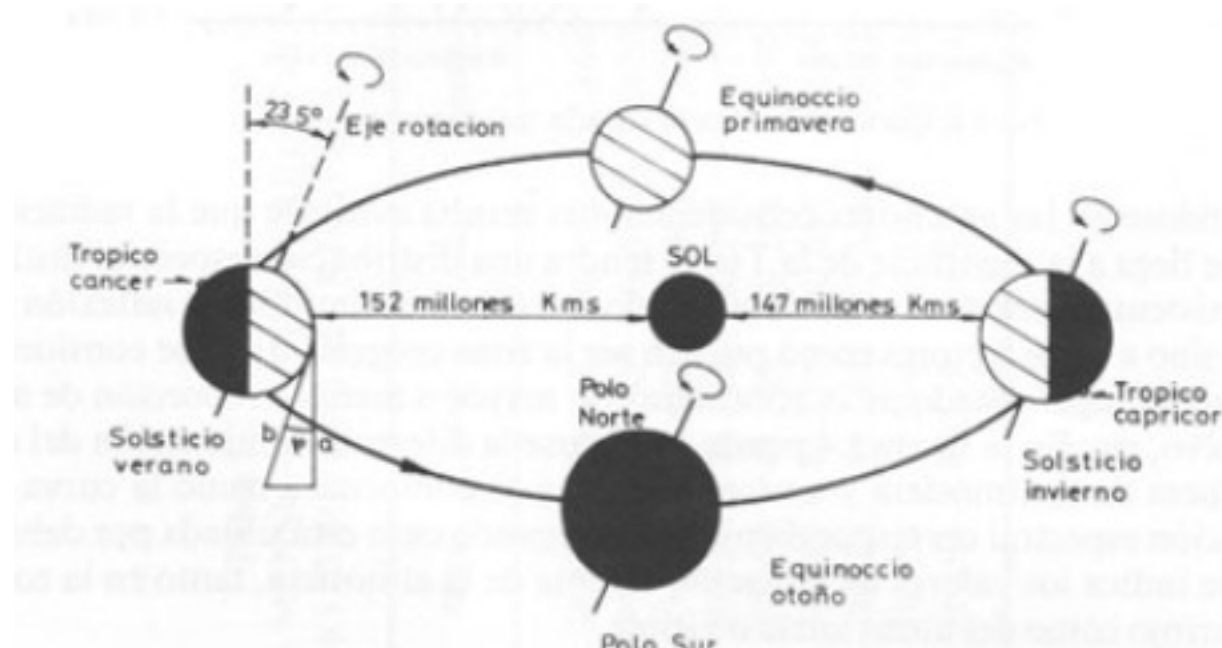


Figura 4: Distancia Sol-Tierra en invierno y verano

El ángulo acimutal del Sol  $\beta_s$ , es el ángulo que forma la componente horizontal de la radiación solar directa, con la dirección Norte-Sur, en el hemisferio norte. Se mide sobre el plano horizontal que pase por el lugar.

La declinación  $\delta$ , que es la posición angular del Sol al mediodía solar, respecto al plano del Ecuador terrestre; el valor de este ángulo se suele tomar cada día al mediodía solar. Esto es debido a que el eje de rotación de la Tierra está inclinado un ángulo de  $23^\circ 45'$  respecto al eje del plano que contiene la órbita que describe alrededor del Sol y de ahí que el valor de la declinación varíe entre  $\pm 23^\circ 45'$  a lo largo del año. La declinación al Norte del Ecuador se considera positiva. La declinación se calcula mediante la siguiente ecuación y su variación anual se representa gráficamente en la figura 5:

$$\delta(n)^\circ = 23,45^\circ \cdot \sin\left(360^\circ \cdot \frac{284 + n}{365}\right)$$



Figura 5: Variación de la declinación a lo largo del año

La energía solar recibida por unidad de tiempo en una superficie de área unidad perpendicular a la dirección de propagación de la radiación y situada fuera de la atmósfera a la distancia media entre la Tierra y el Sol, viene determinada por:

$$G_{0n}(n) = 1367 \cdot \left( 1 + \frac{r_{max} - r_{min}}{r_{med}} \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot n}{365} \cdot \text{deg}\right) \right) \frac{W}{m^2}$$

Tradicionalmente, la constante solar estaba cifrada en 1353 W/m<sup>2</sup>; pero en la actualidad, se toma el valor de 1367 W/m<sup>2</sup>.

$r_{max}$  es la distancia máxima entre el Sol y la Tierra, igual a  $1,52 \cdot 10^{11}m$

$r_{min}$  es la distancia mínima entre el Sol y la Tierra, igual a  $1,47 \cdot 10^{11}m$

$r_{med}$  es la distancia media, entre la máxima y la mínima expresada en metros

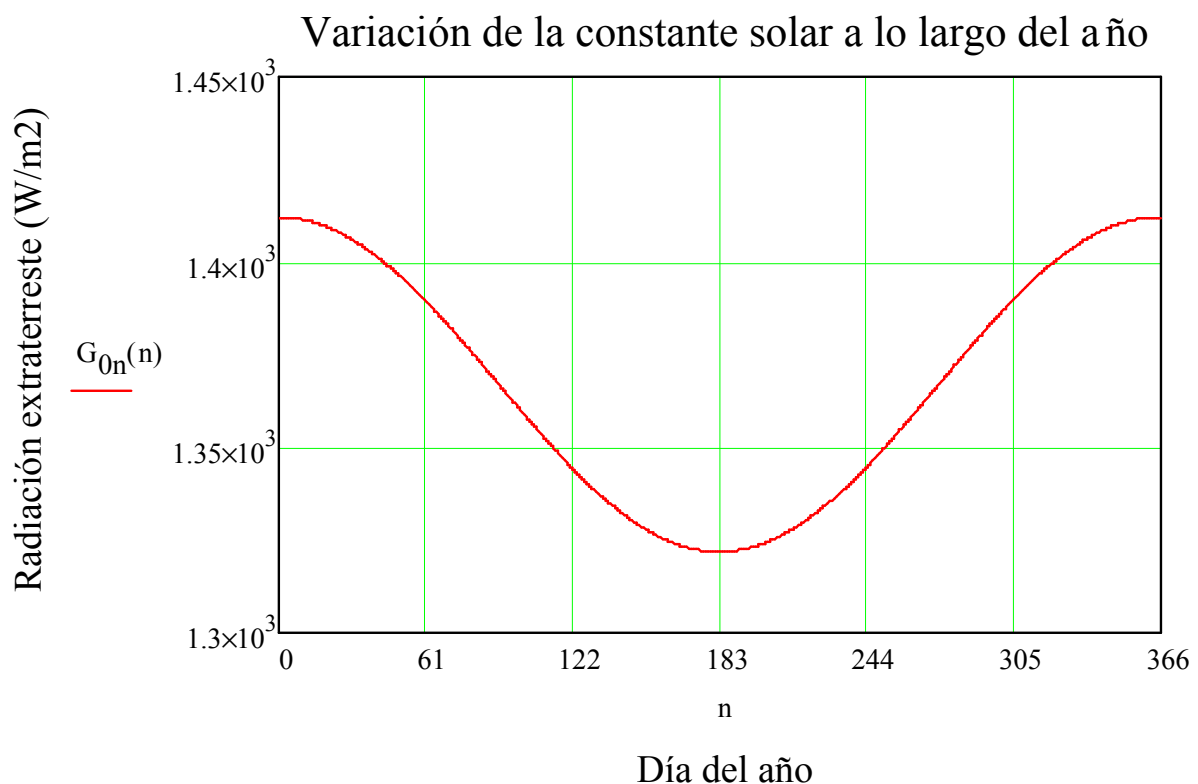


Figura 6: Variación de la constante solar a lo largo del año

La radiación solar incidente sobre el exterior de la atmósfera se puede calcular conociendo la posición ( $\Phi$ ), el día del año o declinación ( $\delta$ ), y el tiempo solar ( $\omega$ ). En valores instantáneos, es igual a la constante solar corregida multiplicada por el coseno del ángulo de incidencia  $\theta$ . Integrando, se obtienen los valores horario y diario, usados con frecuencia.

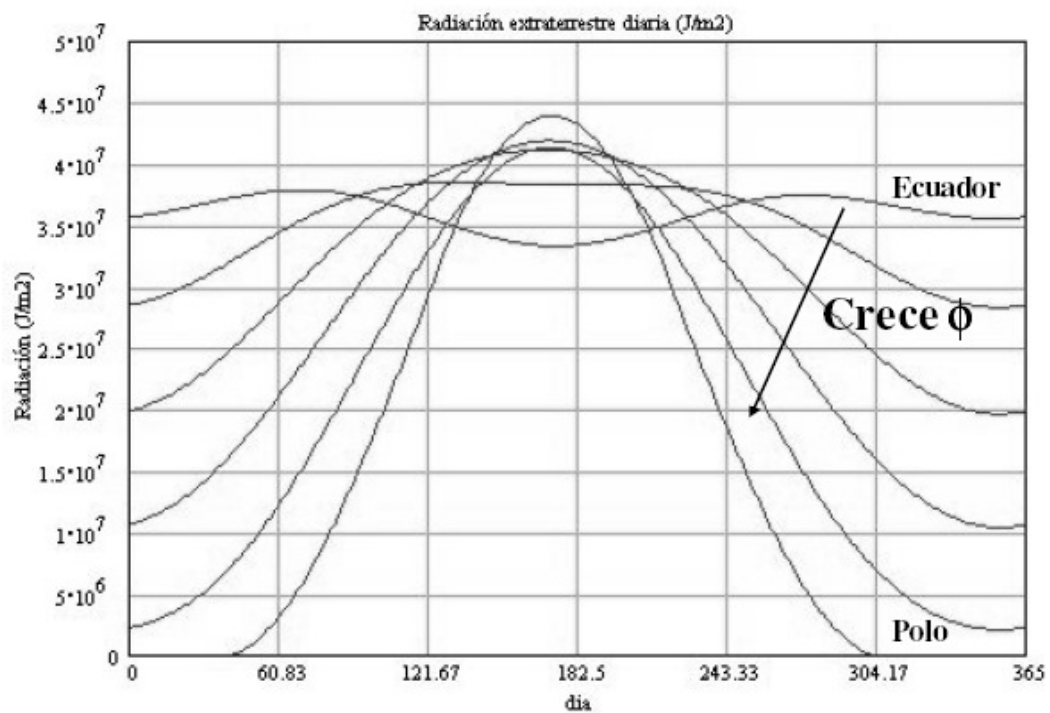


Figura 7: Radiación extraterrestre a lo largo del año

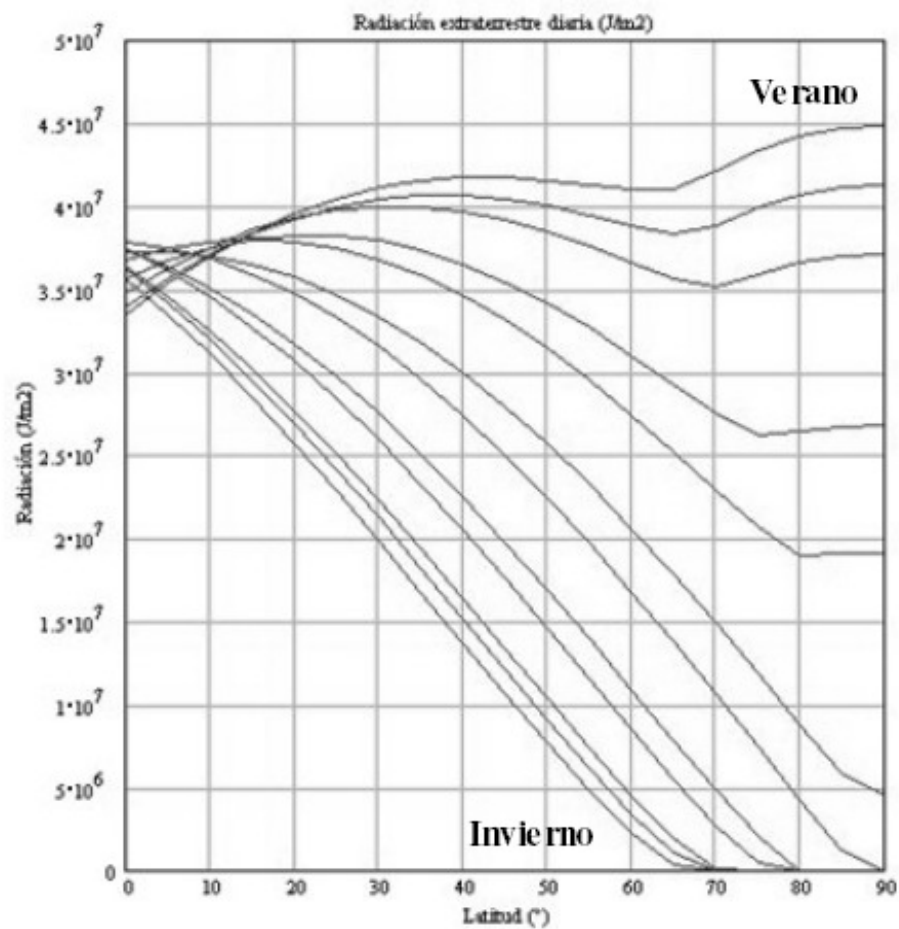


Figura 8: Radiación extraterrestre VS latitud



Los actuales conocimientos de Astrofísica hacen pensar que el Sol seguirá emitiendo radiación con una intensidad próxima a valores actuales. No obstante, se sabe que existen ligeras fluctuaciones de muy poca importancia, pero que parece que podrían afectar al clima de la Tierra, en su temperatura superficial ligadas, fundamentalmente, al ciclo de 11 años de las manchas solares.

La presencia de la atmósfera altera fuertemente el valor de la constante solar que recibimos en la superficie de la Tierra, siendo el valor que realmente interesa para el diseño de instalaciones solares. La atmósfera absorbe ciertas longitudes de onda de forma selectiva, dispersa la radiación que procede del Sol y absorbe la radiación de forma general (nubes y polvo). Todos estos factores hacen que a nivel del suelo el valor de la constante solar sea menor que el valor extraterrestre, siendo el espesor de la atmósfera unos 150 km; despreciables frente a la distancia Sol-Tierra.

Así, en la capa de ozono que existe en la estratosfera a unos 25 kilómetros de altura, se absorbe casi la totalidad de la radiación ultravioleta, que sólo alcanza el suelo en ínfimas cantidades. La presencia de vapor de agua y del dióxido de carbono absorbe las longitudes de onda situadas preferentemente en el infrarrojo, impidiendo de este modo que alcance la superficie terrestre la totalidad de la radiación visible e infrarroja producida por el Sol, y, por tanto, haciendo que el valor de la constante solar a nivel del suelo en un día despejado sea todavía más bajo. Por último, la presencia de nubes y partículas de polvo hace que la radiación quede fuertemente absorbida y dispersada de forma general y pierda la dirección inicial.

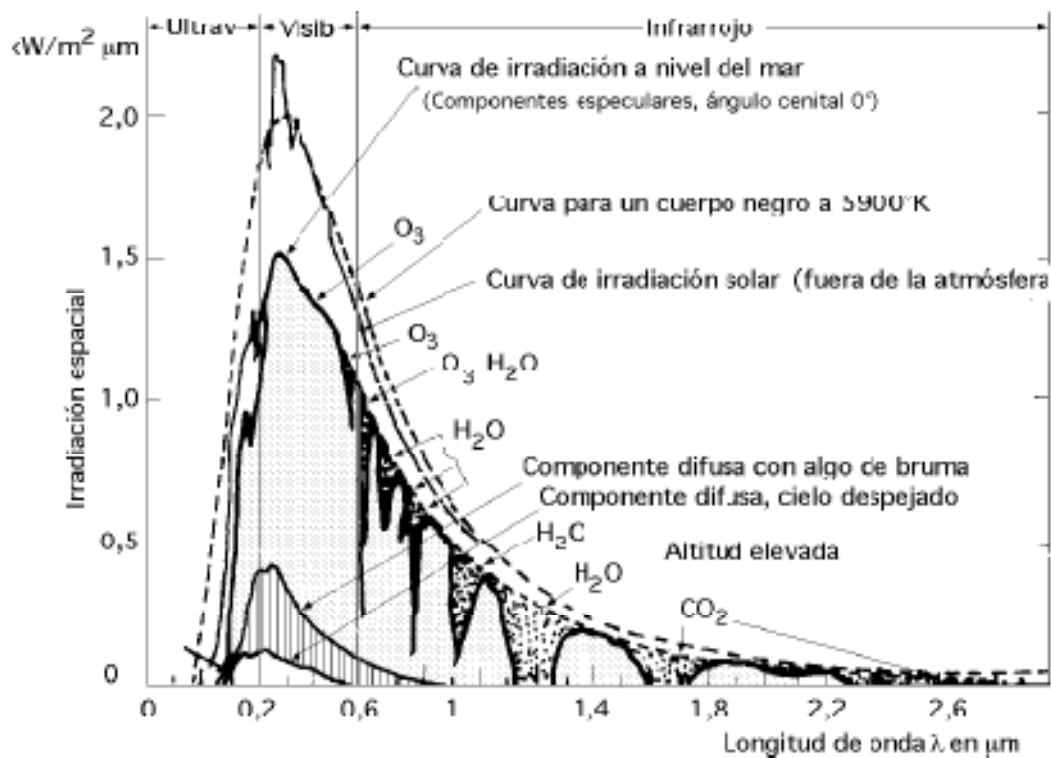


Figura 9: Irradiación espacial VS Longitud de onda

*Difusión debida al polvo, nubes y aire:* las moléculas de aire son muy pequeñas, en comparación con las longitudes de onda de la radiación más significativas en el espectro de la energía solar. La difusión de esta radiación por las moléculas del aire se puede estudiar por la teoría de Rayleigh, según la cual, el coeficiente de difusión varía aproximadamente como la inversa de la cuarta potencia de la longitud de onda de la radiación. Esto se ha verificado experimentalmente y a partir de los datos obtenidos se ha propuesto como factor de transmisión monocromática asociado a la difusión atmosférica. La difusión por partículas de polvo, que por supuesto tienen un tamaño mucho mayor que las moléculas que componen el aire y que además varían de tamaño y concentración según el lugar, la altura y el momento, es mucho más difícil de determinar.

*Absorción:* la absorción de la radiación solar a su paso por la atmósfera terrestre es debida fundamentalmente al ozono en el ultravioleta,  $\lambda < 0,3 \text{ mm}$ , y un poco para,  $0,5 < \lambda < 0,6 \text{ mm}$ , y al vapor de agua confinado en las capas bajas de la atmósfera en la banda del infrarrojo,  $\lambda > 0,7 \text{ mm}$ ; más allá de  $2,3 \text{ mm}$  la transmisión a través de la atmósfera es muy baja, debido a la absorción por el  $\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{CO}_2$ , por lo que en el espectro de energía solar extraterrestre, la energía es inferior al 5% de la total del espectro solar, siendo pequeña la energía recibida a nivel del suelo.

Para recoger la máxima cantidad de radiación solar por unidad de superficie es preciso inclinar el colector hasta lograr la incidencia normal. En el hemisferio norte, si la latitud es mayor que la declinación hay que inclinar el colector hacia el sur y si no hacia el norte; mientras que en el hemisferio sur, se da el caso contrario. La inclinación óptima ( $\beta$ ) es igual a la diferencia entre la latitud y la declinación, variando a lo largo del año:

$$\beta_{\text{óptimo}} = \phi - \delta$$

### Variación anual de la inclinación óptima de los colectores

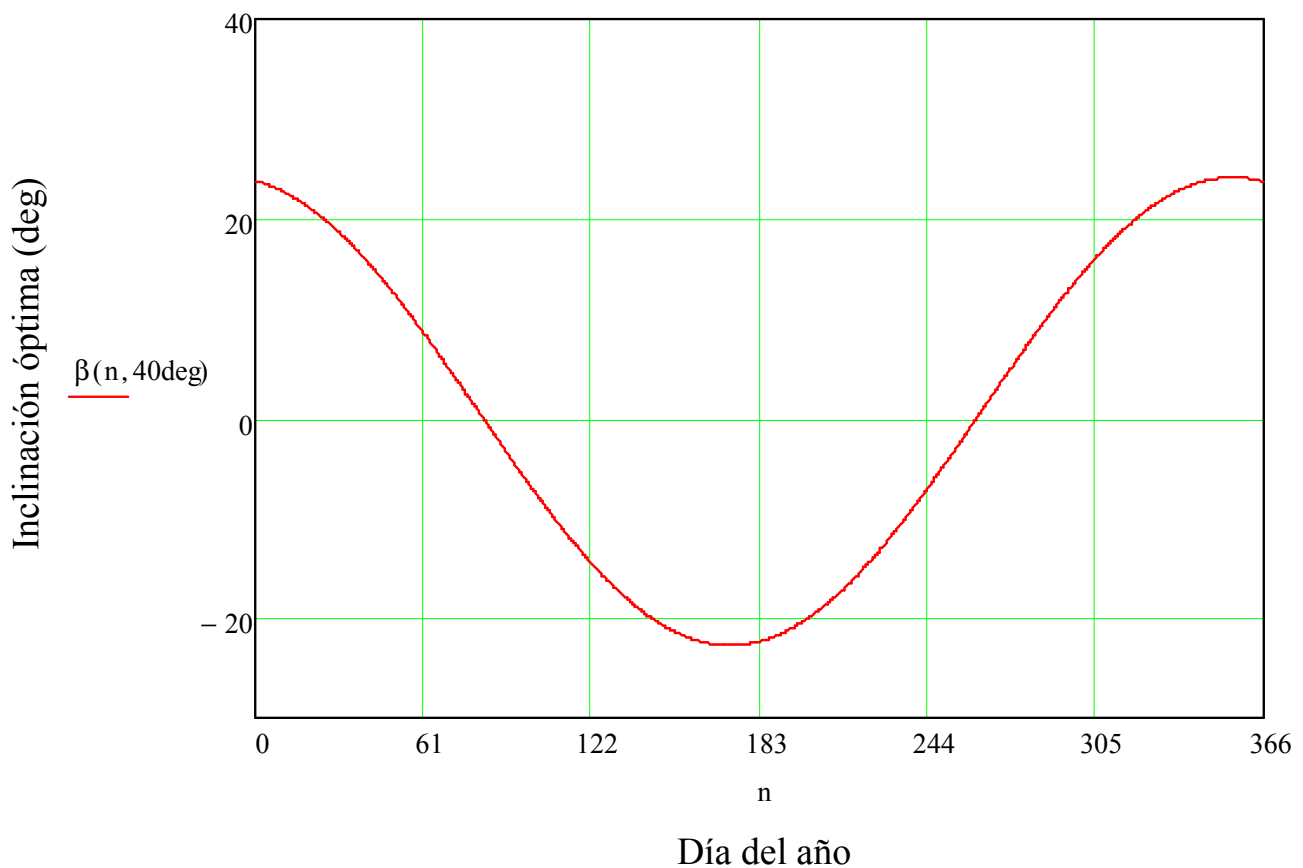


Figura 10: Inclinación óptima a lo largo del año

La radiación global se suele descomponer en: directa, difusa isotrópica, difusa circumsolar, difusa del horizonte y reflejada o albedo:

$$I_T = I_{T,b} + I_{T,d,iso} + I_{T,d,cs} + I_{T,d,hf} + I_{T,d,r}$$

La radiación directa es la radiación que llega a un determinado lugar procedente del disco solar y su unidad de medida es el  $\text{W/m}^2$ . Es la mayor y las más importante en las aplicaciones fotovoltaicas y térmicas.

La radiación difusa es la radiación procedente de toda la bóveda celeste, excepto la procedente del disco solar, y su unidad es también el  $\text{W/m}^2$ .

Es radiación difusa la que se recibe a través de las nubes, así como la que proviene del cielo azul. De no haber radiación difusa, el cielo se vería negro, aun de día, como sucede por ejemplo en la luna.

La radiación reflejada o albedo es la radiación directa y difusa que se recibe por reflexión en el suelo u otras superficies próximas.

En la siguiente figura se representa la distribución, a lo largo de un día sin nubes, de la irradiancia solar incidente en sus dos componentes (directa y difusa) así como la global en una superficie horizontal. En estos días claros la componente directa de la radiación es mucho mayor que la difusa e incluso que la global horizontal como ocurre en este caso.

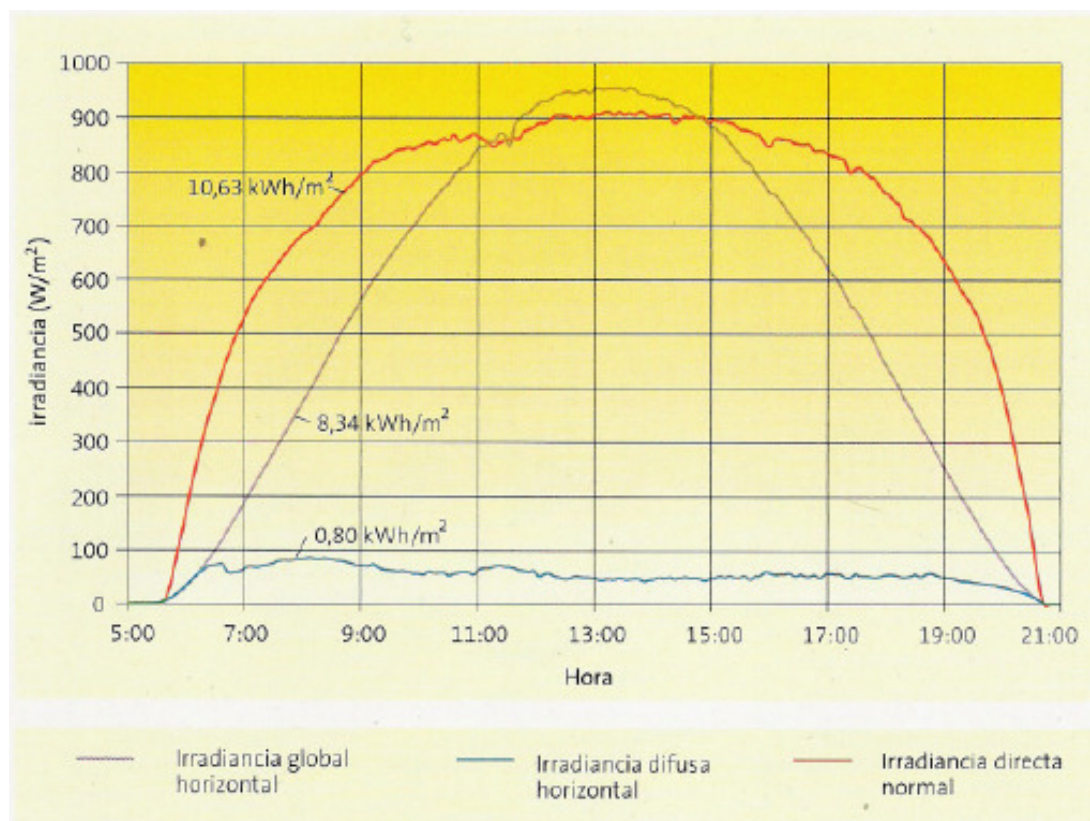


Figura 11: Radiación difusa, directa y global horizontal en un día soleado

Fuente: Grupo de Termodinámica y Energías Renovables. Universidad de Sevilla

En los días muy nublados, por el contrario, es la radiación difusa la componente predominante frente a la directa.

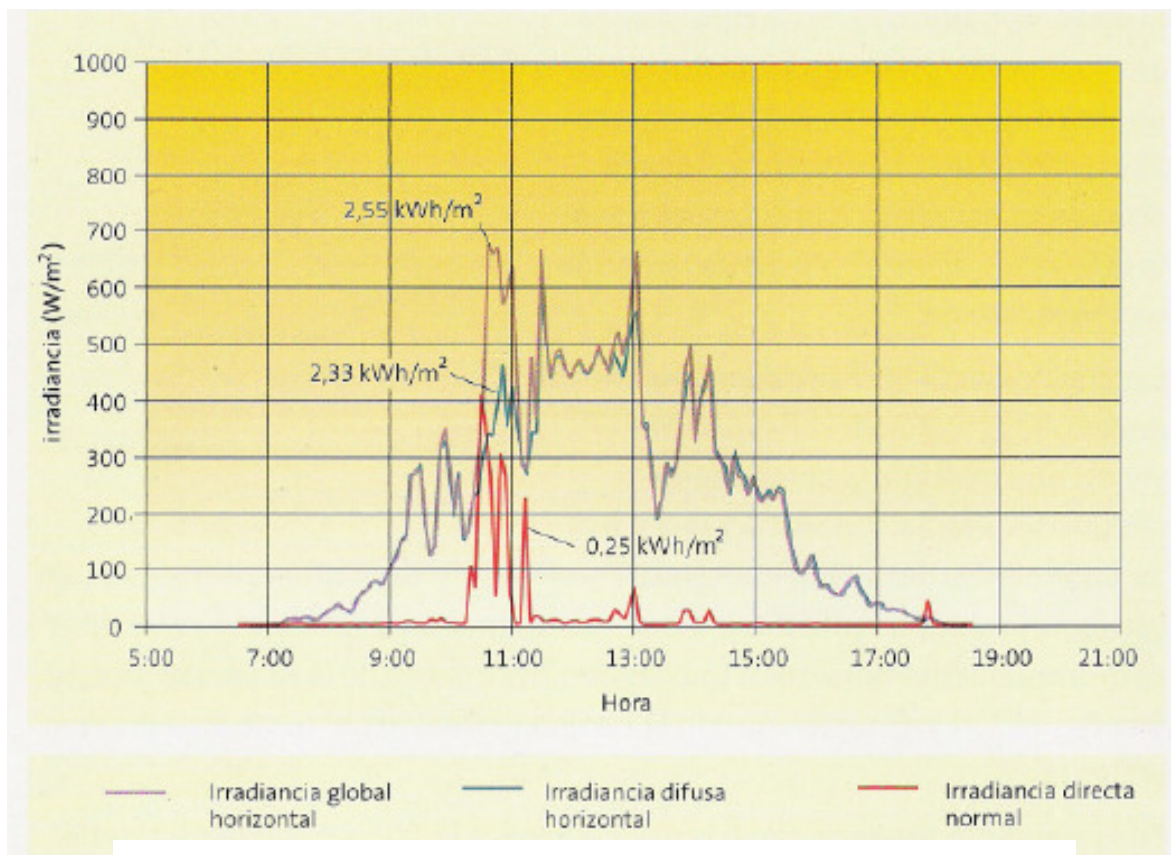


Figura 12: Radiación difusa, directa y global horizontal en un día nublado

Fuente: Grupo de Termodinámica y Energías Renovables. Universidad de Sevilla

En la figura 13 se tiene un esquema en el que se representan los valores aproximados de la irradiación máxima en días con diferente nivel de nubosidad. En él se indica que en los días muy nublados la componente difusa es la predominante y en los días claros, lo es la directa.

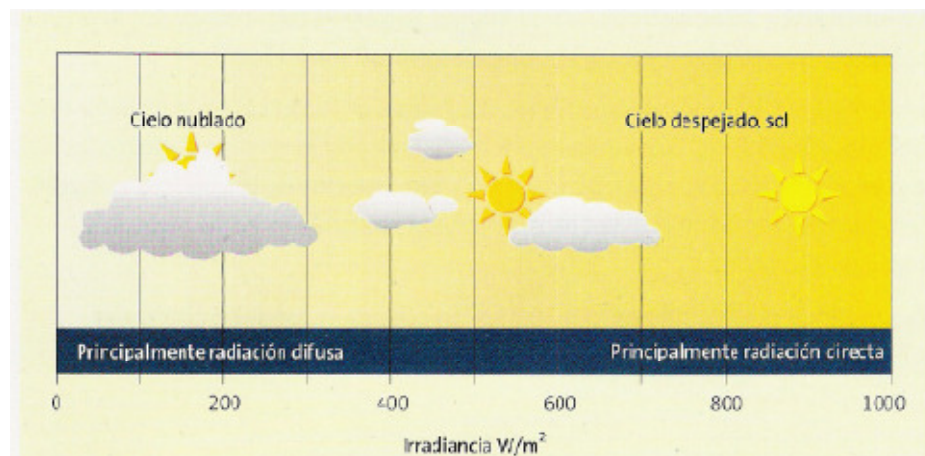


Figura 13: Esquema de radiación según la nubosidad

Fuente: Grupo de Termodinámica y Energías Renovables. Universidad de Sevilla

## **CAPÍTULO 3: LA INSTALACIÓN SOLAR**

### **3.- LA INSTALACIÓN SOLAR**

Un colector solar transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Difiere de un intercambiador de calor convencional en que en éstos se realizan intercambios térmicos entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica, y en los que la radiación es un factor sin apenas importancia; en un colector solar de baja temperatura, la transferencia térmica se realiza desde una fuente energética, el Sol, a un fluido, sin concentración de energía solar, por lo que el flujo incidente puede ser del orden de  $1 \text{ kW/m}^2$  variable con una serie de parámetros.

La gama de longitudes de onda que se aprovecha está comprendida entre  $0,3 \text{ }\mu\text{m}$  y  $3,0 \text{ }\mu\text{m}$ , que es una franja de radiación considerablemente más pequeña que la de la radiación emitida por la mayoría de las superficies que absorben energía.

El análisis de los colectores solares implica problemas particulares de flujos de energía, bajos y variables, así como una gran relevancia de los fenómenos de radiación. En los colectores de placa plana, la superficie que absorbe la radiación solar es igual a la superficie que la capta. Se pueden diseñar colectores de placa plana para trabajar con temperaturas de placa absorbente comprendidas entre  $40^\circ\text{C}$  y  $130^\circ\text{C}$ .

Estos colectores utilizan tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren de sistemas de seguimiento solar y prácticamente no precisan de mantenimiento. Sus aplicaciones van enfocadas a sistemas de calentamiento de agua, calefacción de edificios y aire acondicionado. El coste de la energía obtenida en un colector de placa plana depende del rendimiento térmico del sistema, de su vida media y de los costes de fabricación.

El principal parámetro de diseño de las instalaciones solares es el área de colectores necesaria para producir el calor demandado por el proceso. El área de colectores necesaria depende de la radiación solar interceptada, de las pérdidas de calor del propio colector y de las pérdidas de calor del resto de la instalación. El colector es un sistema compuesto por diferentes elementos, cuya misión es producir el calentamiento del fluido que pasa a su través a una temperatura superior a la del ambiente que lo rodea.

Al encontrarse los elementos del colector a una temperatura superior a la del ambiente, cada uno de ellos intercambiará calor con la atmósfera que lo rodea.



El alto coste inicial de las instalaciones solares hace necesario un estudio exhaustivo del proceso que tiene lugar; ya que un sobredimensionado del área de colectores provocaría que la instalación se aleje de la rentabilidad del proyecto; y un dimensionado del área de colectores pequeño no conduciría a la reducción necesaria de la utilización de combustibles fósiles.

Los principales componentes de un colector solar plano son: absorbedor, cubierta transparente, circuito de fluido térmico, aislante térmico y caja.

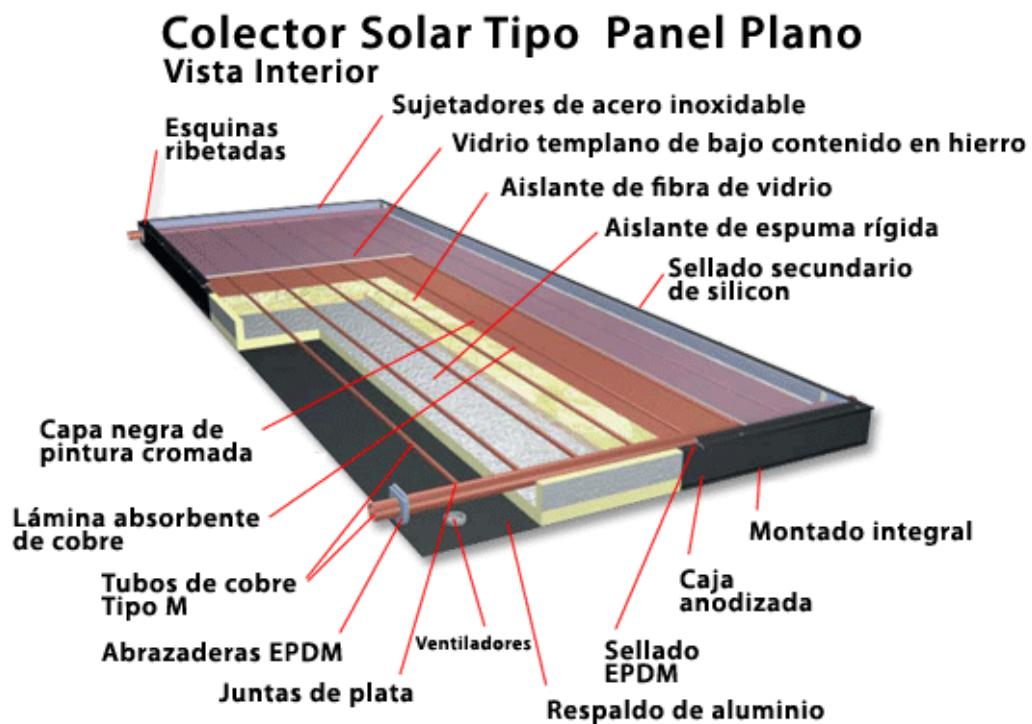


Figura 14: Imagen de un colector solar tipo panel plano



### *Absorbedor o convertidor*

En el caso del colector de líquido, el convertidor se compone de placa absorbente y conductos de fluido térmico. La placa absorbente intercepta la radiación solar que deja pasar la cubierta y la transforma en calor. El convertidor está constituido por una placa plana en la que se han insertado una red de tuberías por las que circula el fluido térmico. Al chocar la radiación con la placa se transforma en calor. Este calor se transfiere después al fluido térmico que circula por las tuberías. Los materiales más utilizados para construir la placa y sus tuberías son el cobre y el aluminio.

Como es conocido, el cuerpo que absorbe más radiación es el cuerpo negro; por lo que interesa enormemente que la cubierta tienda a comportarse como un cuerpo negro, con el fin de aumentar su capacidad de absorción de radiación. La radiación puede ser transmitida, absorbida y reflejada; pero al ser el convertidor un cuerpo sólido no transparente no puede haber transmisión, aunque sí conducción a través de los materiales que la componen. Es importante que la reflexión tenga un valor bajo y que el coeficiente de absorción de la placa sea alto.

Además de estos flujos, está la emisión de longitud de onda larga procedente del absorbedor. Interesa que la emisividad para estas longitudes de onda sea baja al objeto de minimizar las pérdidas del captador. Eso se consigue con un recubrimiento del absorbedor que tiene por objeto conseguir una "superficie selectiva", i.e. absorbe mucha radiación en longitudes de onda corta (visible) y emite poca radiación en longitudes de onda larga (infrarrojo).

### *Cubierta*

La cubierta del colector es transparente y cumple la misión de atenuar las pérdidas de calor del convertidor impidiendo el paso de la radiación que éste emite, y evita que el aire exterior esté en contacto con el convertidor y provoque pérdidas por convección.

La atenuación de las pérdidas de calor por radiación desde la superficie del absorbedor puede lograrse aprovechando el "efecto invernadero". Este efecto se consigue al crearse dos ambientes: uno interior, cerrado por la superficie transparente de vidrio, y otro exterior. La radiación solar que llega al exterior se transmite a través de la superficie transparente y se propaga hasta el recinto interior, donde es interceptada por la superficie de la placa del convertidor. Al chocar la radiación, se transforma en calor y la placa aumenta su temperatura emitiendo radiación en una longitud de onda

mayor, con menor energía, y esta radiación interior no se transmite al exterior a través de la cubierta transparente.

En consecuencia, la radiación queda atrapada entre la placa y la cubierta, efecto pretendido que facilita la transmisión de la radiación solar pero no permite la transmisión de la radiación de origen térmico desde la placa hacia el exterior.

Las cubiertas pueden ser de vidrio o de plástico, aunque este último material tiene los inconvenientes de envejecer pronto bajo la acción de los rayos ultravioleta, además de ser un material blando que permite su fácil rayado, lo que hace necesario reemplazarlo con relativa frecuencia. Sin embargo, el coste y el peso de las cubiertas de plástico son menores.

La transmitancia del cristal es función de su calidad y del ángulo de incidencia de la radiación solar. Para un ángulo de incidencia perpendicular a su superficie, un cristal normal de ventana refleja aproximadamente el 8% de la radiación solar, y dos láminas con espacio de aire entre ellas, reflejan aproximadamente un 15%. Las impurezas en el cristal, principalmente hierro, incrementan su capacidad media de absorción. La transmitancia, cuando los rayos solares no inciden de forma normal a la superficie del cristal, disminuye ligeramente. Teniendo en cuenta que los rayos del Sol inciden variando su ángulo sobre el cristal a lo largo del día, pueden darse como valores medios para los coeficientes de absorción, reflexión y transmisión las cifras de 2, 10 y 88% respectivamente para los vidrios habitualmente empleados en captadores solares.

### *Circuito térmico*

El fluido circulante ha de estar directamente en contacto con el absorbedor, de forma que la transferencia de calor desde la placa al fluido se realice en las mejores condiciones. El espacio recorrido en la transmisión de calor debe ser lo más corto posible y encontrar una resistencia mínima. Si entre el tubo y la placa existen zonas de contacto deficiente, como una capa de aire, la transferencia de calor se efectúa por convección en lugar de por conducción. La transferencia de calor por convección genera una resistencia térmica adicional, dificultándose la transferencia de calor desde la placa al tubo.

El fluido encargado de portar el calor debe ser capaz de soportar las variaciones de temperatura que se producen a lo largo del año. El fluido utilizado será una disolución acuosa de propilenglicol.

Según la documentación recogida en M. Conde Engineering (2002), la temperatura de congelación varía con el porcentaje en peso de la siguiente forma:

$$T_{\text{congelación}} = (A_{T0} + A_{T1} \cdot \xi + A_{T1} \cdot \xi^2) \cdot 273.15 \text{ K}$$

Siendo  $\xi$  el porcentaje en peso del propilenglicol y el resto parámetros experimentales.

Parámetro orden	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [kJ/kg·K]	$\lambda$ [W/m·K]	$\mu$ [Pa·s]	Pr [-]	$T_F$ [K]
0						1
1	508,411	4,476	1,188	-1,027	6,661	-0,037
2	-182,408	0,608	-1,491	-10,032	-6,994	-0,4
3	965,765	-0,714	-0,696	-19,934	-18,551	
4	280,291	-1,938	1,136	14,658	12,046	
5	-472,225	0,478	0,067	14,62	14,477	

Figura 15: Parámetros para calcular las propiedades del propilenglicol

A continuación se muestra la representación gráfica de la ecuación anterior:

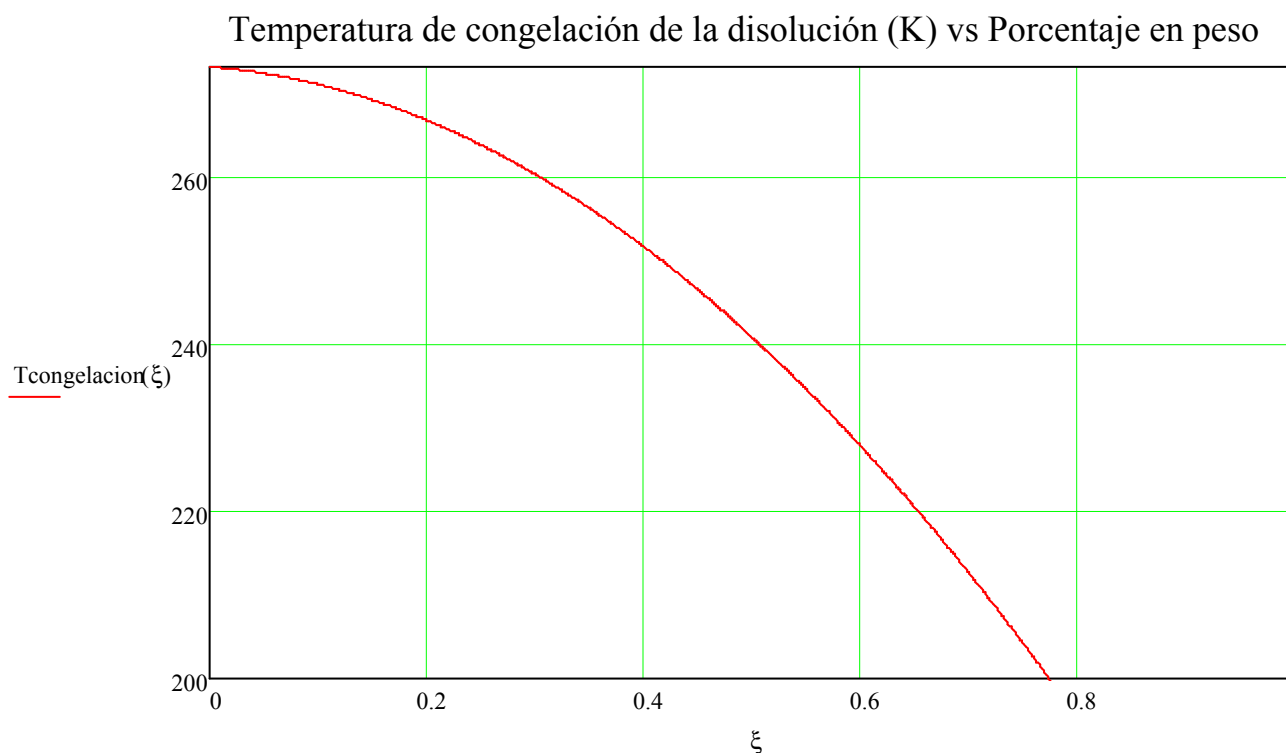


Figura 16: Temperatura de congelación de la disolución VS Porcentaje en peso

Según el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura, la temperatura mínima histórica para la Comunidad de Madrid es de -16°C; por lo que el porcentaje de propilenglicol será de 38,4% asumiendo un margen de seguridad de -4°C.

En las siguientes gráficas, se muestra la dependencia de las distintas propiedades del propilenglicol.

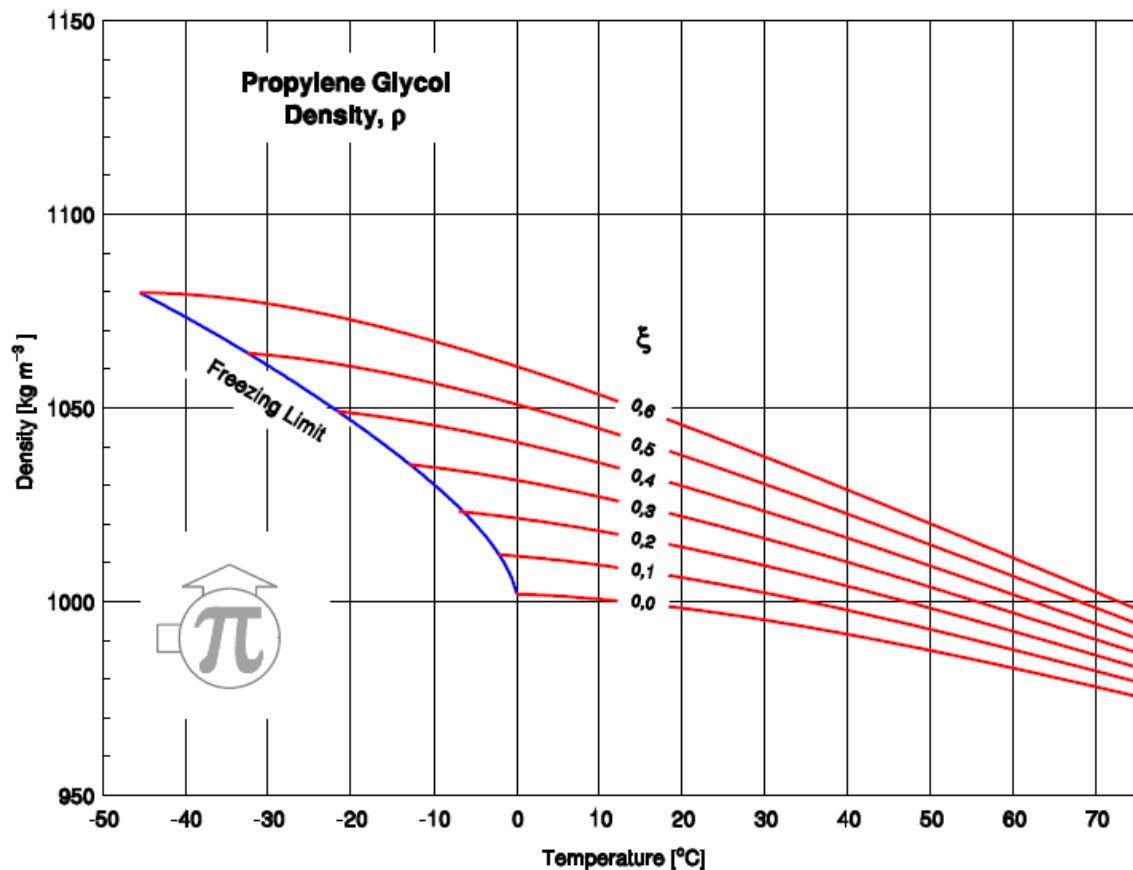


Figura 17: Densidad VS Temperatura de la disolución

En la gráfica anterior, se muestra la variación de la densidad con la temperatura y con el porcentaje de propilenglicol. También puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$\rho(\xi) := \left( A_{\rho 1} + A_{\rho 2} \cdot \xi + A_{\rho 3} \cdot \frac{273.15}{318.23} + A_{\rho 4} \cdot \xi \cdot \frac{273.15}{318.23} + A_{\rho 5} \cdot \frac{273.15}{318.23} \cdot \frac{273.15}{318.23} \right) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Conocido el valor del porcentaje de propilenglicol, se calcula la densidad mediante la ecuación anterior, obteniendo el valor de 1.012 kg/m<sup>3</sup>.

En el caso del calor específico, la ecuación a emplear será:

$$C_p := \left( ACp_1 + ACp_2 \cdot \xi + ACp_3 \cdot \frac{273.15}{318.23} + ACp_4 \cdot \xi \cdot \frac{273.15}{318.23} + ACp_5 \cdot \frac{273.15}{318.23} \cdot \frac{273.15}{318.23} \right) 10^3 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Obteniendo un valor de 3.810 J/kg·K calculado mediante la ecuación. También puede emplearse la siguiente gráfica.

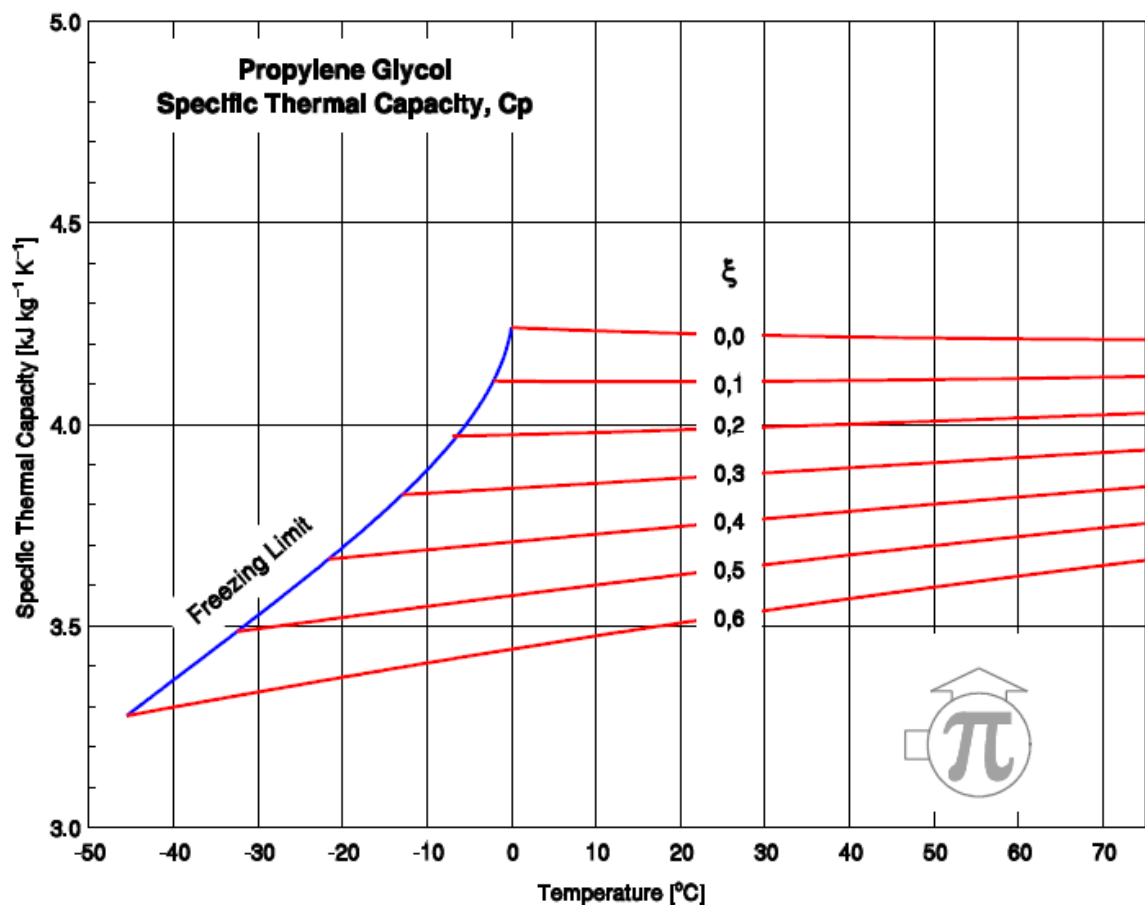


Figura 18: Capacidad térmica VS Temperatura de la disolución

Para calcular la conductividad térmica emplearemos la siguiente ecuación; obteniendo el valor de 0.442 W/m·K.

$$k := \left( AK_{.1} + AK_{.2} \cdot \xi + AK_{.3} \cdot \frac{273.15}{318.23} + AK_{.4} \cdot \xi \cdot \frac{273.15}{318.23} + AK_{.5} \cdot \frac{273.15}{318.23} \cdot \frac{273.15}{318.23} \right) \frac{W}{m \cdot K}$$

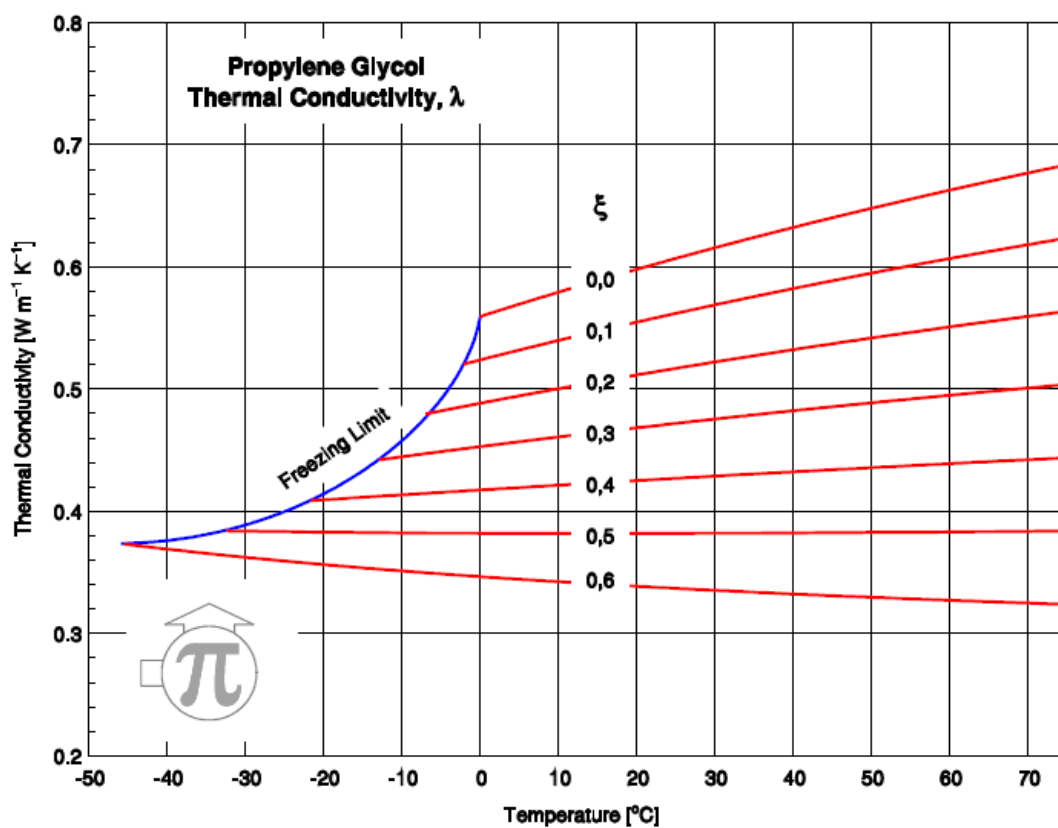


Figura 19: Conductividad térmica VS Temperatura de la disolución

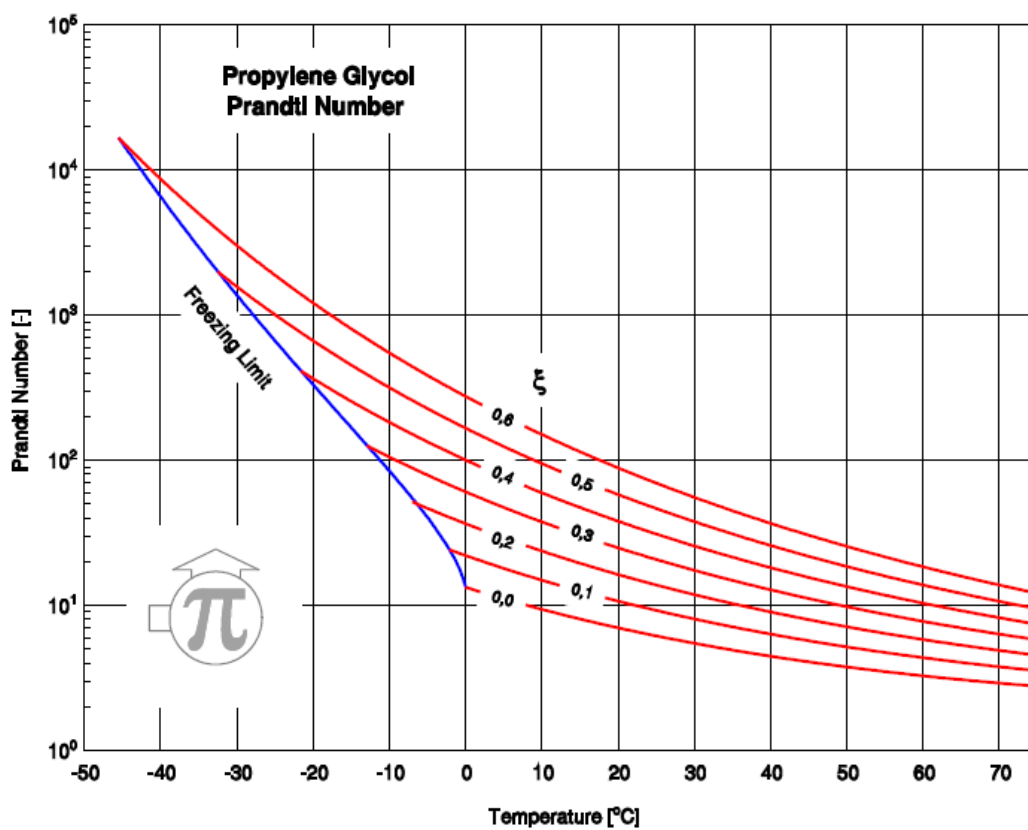


Figura 20: Número de Prandtl VS Temperatura de la disolución

Para calcular el número de Prandtl se empleará la gráfica anterior, o bien, la ecuación que se indica a continuación, obteniendo un valor de 14,714.

$$\ln(\text{Pr}) = \text{APr}_1 + \text{APr}_2 \cdot \xi + \text{APr}_3 \cdot \frac{273.15}{318.23} + \text{APr}_4 \cdot \xi \cdot \frac{273.15}{318.23} + \text{APr}_5 \cdot \frac{273.15}{318.23} \cdot \frac{273.15}{318.23}$$

La viscosidad dinámica y cinemática se calcularán a partir de las definiciones convencionales, basadas en los datos anteriormente obtenidos. Por lo tanto, la viscosidad dinámica se calculará como:

$$\mu := \frac{\text{Pr} \cdot k}{C_p}$$

Mientras que la viscosidad cinemática se calculará como:

$$\nu := \frac{\mu}{\rho}$$

Obteniéndose un valor de  $9,863 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$  para la viscosidad dinámica, y un valor de  $9,81 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$  para la viscosidad cinemática.

### *Aislamiento térmico*

El convertidor se encuentra a una temperatura superior a la del ambiente. Por esta razón, de forma espontánea transfiere calor a la atmósfera que lo rodea. La emisión de calor de la cara donde recibe radiación es mitigada por el efecto invernadero. Para reducir la emisión de calor por la cara posterior, se instala una lámina de aislamiento térmico entre la cara posterior y la caja. El aislamiento cumple la función de disminuir las pérdidas de calor desde el convertidor hasta el ambiente que lo rodea.

La capacidad para impedir pérdidas de calor depende de las propiedades físicas del aislante. Las principales son: conductividad térmica, densidad aparente, temperatura máxima de servicio, comportamiento ante la humedad, estabilidad química, precio, etc. Un material aislante muy empleado es la lana de vidrio, que además de tener un bajo coeficiente de

conductividad térmica, es económico y resiste temperaturas del orden de 150°C; aunque pierde capacidad de aislamiento en contacto con la humedad.

### *Caja*

La caja aloja al conjunto de componentes que constituyen el colector. Su función más importante es asegurar la estanqueidad del colector. Si en su unión con la cubierta o con el fondo del colector deja pasar aire éste circula por el colector, y en contacto con el convertidor se calienta. Como el aire acaba saliendo del colector, el efecto es una pérdida de calor, que normalmente no se puede calcular fácilmente.

La caja soporta las condiciones ambientales propias del lugar de emplazamiento del colector, más o menos corrosivas en función de los componentes de la atmósfera. Como las instalaciones solares han de ser duraderas, la caja tiene que soportar el paso del tiempo con el mínimo deterioro posible, lo que exige una calidad suficiente de los materiales. Se construyen de acero galvanizado con tratamiento de anodizado. El material debe soportar la acción de la atmósfera y las tensiones térmicas originadas por los cambios de temperatura durante un periodo de tiempo largo.



### 3.1.- EL COLECTOR: BALANCE ENERGÉTICO

El colector plano intercepta la radiación solar en la placa y la convierte en calor, que se transfiere al fluido térmico circulante por las tuberías soldadas a la placa. Esta operación se realiza en el convertidor. La función del resto de componentes del colector es proteger al convertidor, facilitar la transmisión del fluido radiante, disminuir las pérdidas y asegurar el funcionamiento durante un largo periodo de tiempo. El fluido térmico es el medio de transporte del calor, bien al tanque de almacenamiento, o directamente al consumo.

El flujo de radiación global incidente por unidad de área,  $I_{gl}$ , sobre el plano del colector se mide con el piranómetro; generalmente sobre superficie horizontal, a partir de la cual se calcula la radiación sobre plano inclinado elaborando un modelo de cielo. El calor útil,  $q_u$ , que transporta el fluido térmico se puede medir con un contador de calor, conocidos más comúnmente como entalpímetros o calorímetros. Se define el rendimiento instantáneo del colector,  $\eta_{co}$ , como el cociente entre el calor útil y la radiación incidente:

$$\eta_{co} = \frac{\text{calor útil}}{\text{radiación incidente}} = \frac{q_u}{I_{gl} \cdot A}$$

Siendo A, el área de colectores expuesta a la radiación.

En el funcionamiento de un colector influyen la fuente de energía, la geometría, los materiales, la tecnología, el proceso térmico y la meteorología; por lo que el rendimiento del colector también será función de todos estos factores.

Para que el rendimiento aumente, conviene que la transmitancia a través de la cubierta transparente alcance el valor más alto posible. La absorción de la placa absorbente también deber ser alta, así como la transferencia de calor entre la placa y el fluido térmico.

En un intervalo de tiempo, el rendimiento será:

$$\eta_{co} = \frac{\text{Ganancia útil durante cualquier periodo de tiempo}}{\text{Energía solar incidente en el mismo periodo}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} q_u \cdot dt}{\int_{t_1}^{t_2} A \cdot I_{gl} \cdot dt}$$

El objetivo que se busca cumplir cuando se diseña un colector es obtener el calor útil máximo con el menor coste posible, aunque este objetivo no siempre lleve consigo el máximo rendimiento.

Realizando un balance de energía al colector solar, se obtiene que la energía solar global incidente por unidad de tiempo ha de ser igual a la suma del calor útil más las pérdidas del colector.

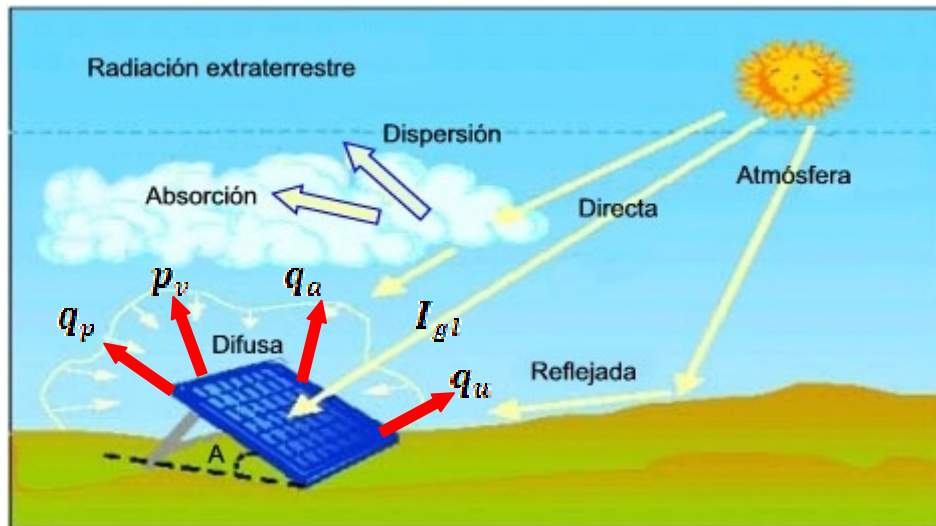


Figura 21: Pérdidas en el colector solar

$$A \cdot I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha = q_u + q_a + p_v + q_p$$

Siendo:

$A$ : Área del colector ( $m^2$ ).

$I_{gl}$ : Radiación solar directa y difusa ( $W/m^2$ ).

$\tau$ : Transmitancia de la cubierta transparente.

$\alpha$ : Absortancia del captador.

$q_u$ : Calor útil transferido al fluido ( $W$ ).

$q_a$ : Calor almacenado en el colector a temperatura superior a la del ambiente ( $W$ ).

$p_v$ : Pérdidas de calor debidas al efecto del viento ( $W$ ).

$q_p$ : Pérdidas por transferencia de calor en condiciones normalizadas ( $W$ ).

En el ensayo de normalización del colector se limita la velocidad del viento entre 0 y 3 m/s. Un aumento de la velocidad del viento, provoca un menor rendimiento de los colectores; por lo que la mayor parte de los experimentos se realizan a la menor velocidad de viento posible, no contemplándose este tipo de pérdidas. Obteniendo así lo que se denomina curva de normalización del colector:

$$A \cdot I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha = q_u + q_p$$

Las pérdidas por transferencia de calor en condiciones normalizadas,  $q_p$ , son las obtenidas en el ensayo normalizado del colector e incluye las de transferencia de calor por radiación y por convección. Tienen su origen en la diferencia de temperaturas entre el colector y el espacio exterior, y con el aire que lo rodea.

El convertidor es un intercambiador que transfiere calor desde el absorbedor hasta el fluido térmico que circula por las tuberías; por lo tanto pueden calcularse las resistencias térmicas de la placa absorbente, la unión entre tubo y placa, el propio tubo y la capa límite del fluido. Considerando el colector como un intercambiador de calor con la atmósfera que tiene un coeficiente global de transmisión de calor,  $U_{co}$ , que incluye la transferencia de calor por radiación y convección; se calculan las pérdidas como producto del área del colector por el coeficiente global de transmisión de calor y multiplicados por la diferencia de temperaturas entre la placa absorbente y el ambiente:

$$q_p = U_{co} \cdot A \cdot (T_p - T_0)$$

$$A \cdot I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha = q_u + U_{co} \cdot A \cdot (T_p - T_0)$$

Por lo tanto, conviene reducir el coeficiente global de transmisión de calor y aumentar la transmitancia y absortancia para poder aumentar el valor del calor útil. También se deduce que las pérdidas de calor disminuyen cuanto menor es la temperatura de la placa absorbente y aumentan con la diferencia entre la temperatura de la placa y la del ambiente.

La temperatura de la placa no es un parámetro sencillo de calcular, pues no es uniforme en toda la placa. En un colector de líquido la temperatura de la placa es del orden de 7°C a 15°C superior a la del fluido que circula en su interior.

Sin embargo, debido a la estratificación del tanque de almacenamiento, la temperatura de entrada al colector es aproximadamente igual a la temperatura en la parte inferior del tanque de almacenamiento, pudiéndose calcular esta última con mayor facilidad. Por conveniencia, se sustituye la temperatura de la placa por la temperatura del fluido a la entrada del colector, lo cual supone una disminución de la temperatura en valor absoluto y por tanto una disminución de las pérdidas. Para evitar esta diferencia, se aplica un factor de corrección,  $F_R < 1$ :

$$\begin{aligned} q_u &= A \cdot I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha - U_{co} \cdot A \cdot (T_p - T_0) \\ &= A \cdot [I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha - U_{co} \cdot (T_p - T_0)] \\ q_u &= F_R \cdot A \cdot [I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha - U_{co} \cdot (T_{eco} - T_0)] \end{aligned}$$

Aplicando la definición del rendimiento del colector, obtenemos:

$$\begin{aligned} \eta_{co} &= \frac{q_u}{I_{gl} \cdot A} = \frac{F_R \cdot A \cdot [I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha - U_{co} \cdot (T_{eco} - T_0)]}{I_{gl} \cdot A} \\ \eta_{co} &= F_R \cdot \tau \cdot \alpha - F_R \cdot U_{co} \cdot \frac{T_{eco} - T_a}{I_{gl}} \end{aligned}$$

Para un colector dado, operando con flujo constante y régimen permanente, los valores de  $F_R$  y  $U_{co}$  son aproximadamente invariables e independientes de la temperatura y la radiación solar.

Representando la ecuación anterior en el plano X e Y, se obtienen las curvas de normalización que ofrecen los fabricantes de colectores solares:

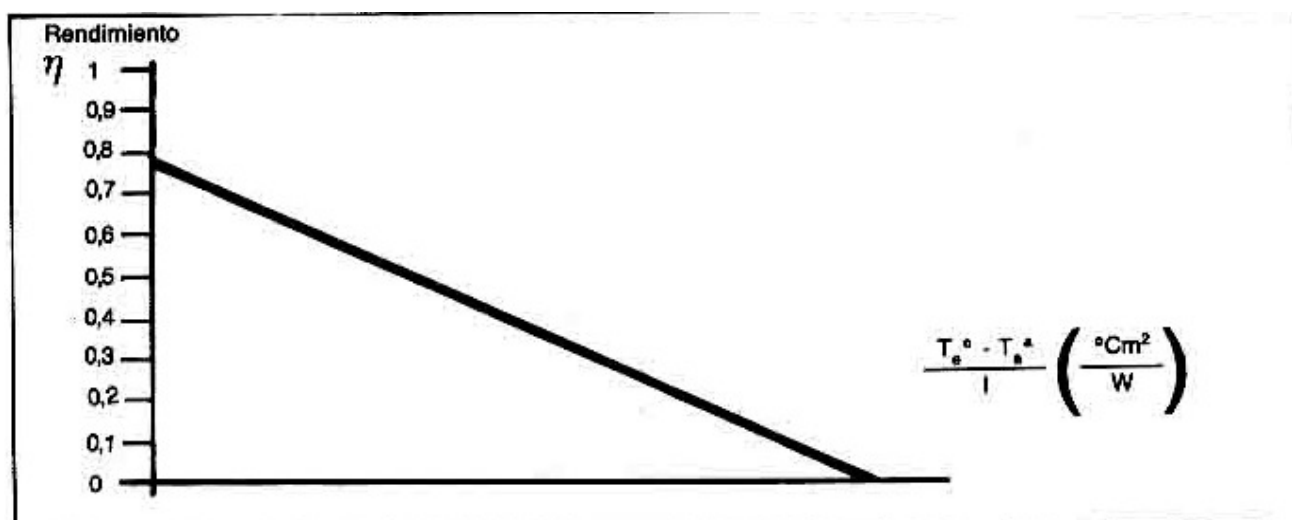


Figura 22: Recta de normalización de un colector solar

La recta de normalización del colector solar elegido es:

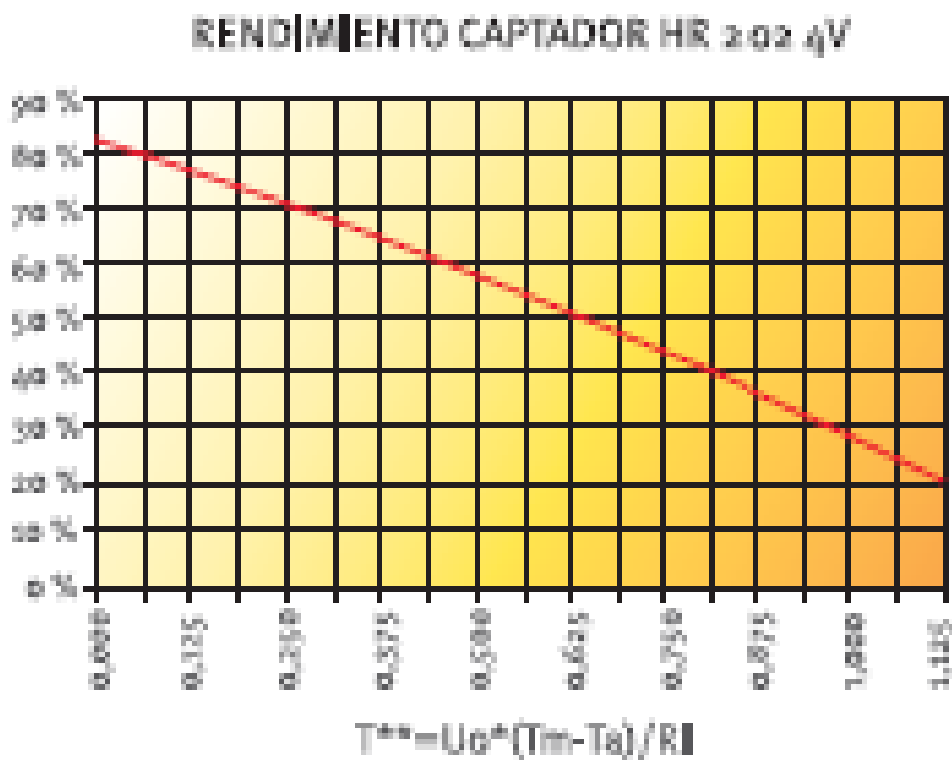


Figura 23: Recta de normalización del colector solar proyectado

### 3.2.-INSTALACIÓN SOLAR: BALANCE ENERGÉTICO

A continuación, se muestra un esquema de instalación del circuito indicando los puntos de colocación de las bombas, depósitos de expansión y válvulas.

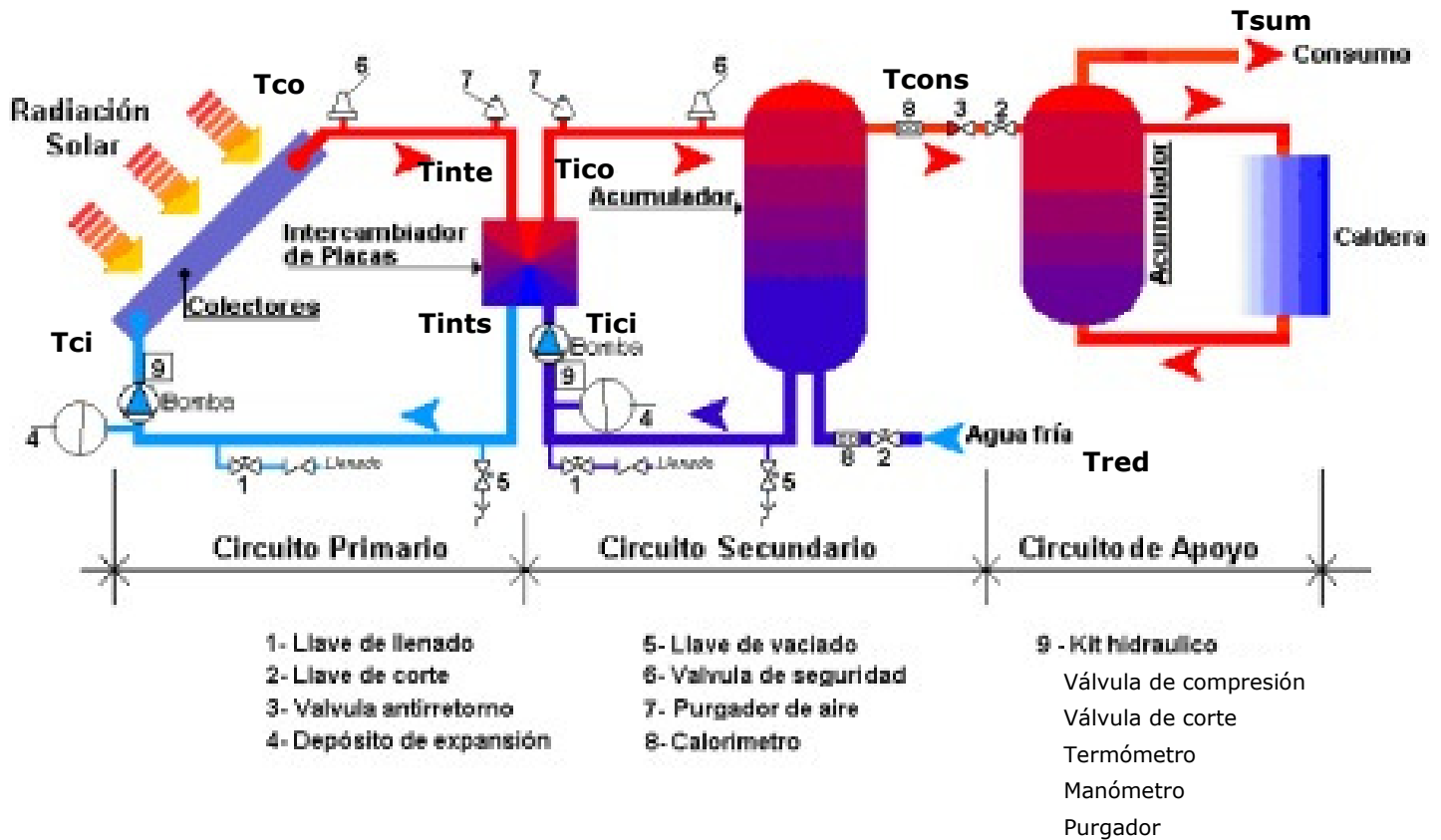


Figura 24: Componentes de una instalación solar

Realizando un balance de energía en los componentes de la instalación obtenemos las siguientes ecuaciones:

$$\frac{dE_c}{dt} = I_T \cdot A - \dot{Q}_{pc} - \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{inte} - T_{ints}) = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

$$\varepsilon_{IC} = \frac{\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{inte} - T_{ici})}$$

$$f = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

$$\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_{cons} \cdot C_{p_{cons}} \cdot (T_{cons} - T_{red}) + Q_{tan} + \frac{E_{tcomp}}{t}$$

$$\dot{m}_2 \cdot C_p \cdot T_{ico} + \dot{m}_{cons} \cdot C_p \cdot T_{red} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}) \cdot C_p \cdot T_t$$

$$T_t = \frac{T_{ico} \cdot \dot{m}_2 + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}}$$

$$E_t = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

$$q_{tub1} = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{inte})$$

$$q_{tub2} = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ints} - T_{ci})$$

$$C_{min} = \min (m_1 \cdot C_{p1}, m_2 \cdot C_{p2})$$

T<sub>co</sub>: Temperatura de salida de los colectores

T<sub>ci</sub>: Temperatura de entrada de los colectores

T<sub>inte</sub>: Temperatura de entrada al intercambiador de calor del circuito primario.

T<sub>ints</sub>: Temperatura de salida del intercambiador de calor del circuito primario.

T<sub>ico</sub>: Temperatura de salida del intercambiador de calor del circuito auxiliar.

T<sub>ici</sub>: Temperatura de entrada al intercambiador de calor del circuito auxiliar.

T<sub>cons</sub>: Temperatura a la salida del tanque proporcionada por la instalación solar.

T<sub>sum</sub>: Temperatura de consumo de ACS con aporte auxiliar.

T<sub>t</sub>: Temperatura media del tanque.

## **CAPÍTULO 4: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN**



## **4.-DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN**

El diseño de la instalación solar que se propone se realiza para 40 viviendas unifamiliares en la Comunidad de Madrid. Las viviendas están constituidas por 3 habitaciones.

### **4.1.-OCUPACIÓN DE LAS VIVIENDAS**

La ocupación de las viviendas viene determinada por la normativa que establece el Código Técnico de la Edificación (CTE) en el apartado HE-4. Los valores que aquí se indican serán los mínimos aplicables.

<b>Nº de dormitorios</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>&gt;7</b>
<b>Nº de personas</b>	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

Figura 25: Tabla número de dormitorios VS número de personas

De este modo, el número de personas totales a las que la instalación deberá suministrar agua caliente sanitaria será:

$$4 \frac{\text{personas}}{\text{vivienda}} \cdot 40 \text{ viviendas} = 160 \text{ personas}$$

Dado que las viviendas se encuentran ubicadas en Madrid, deberá aplicarse la normativa específica para instalaciones solares en viviendas recogidas en el Boletín Oficial de la Comunidad de Madrid del 9 de Mayo de 2003; donde se indica el consumo diario por persona de una vivienda.

### **4.2.-CONSUMO DE ACS**

Tal y como se muestra en la siguiente tabla extraída de la normativa citada anteriormente, el consumo de agua caliente sanitaria para una vivienda unifamiliar en la Comunidad de Madrid será de 30 litros al día a 60°C por persona.

Puede observarse que existe una gran dependencia entre el consumo de agua caliente sanitaria y el criterio de consumo empleado; es decir, el uso específico de cada instalación.

<u>CRITERIO DE CONSUMO</u>	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hoteles ****	70	por cama
Hoteles ***	55	por cama
Hoteles/Hostales **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostales/Pensiones *	35	por cama
Residencias(ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Oficinas	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

Figura 26: Criterio de consumo de ACS

### 4.3.-FRACCIÓN SOLAR MÍNIMA

De la misma forma, se indica la cobertura solar mínima que debe abastecer la instalación solar. *"En las tablas siguientes se indican, para el nivel de consumo a 60°C, la contribución o aporte solar mínimo anual; es decir la fracción entre los valores anuales de la energía solar aportada a consumo y la demanda energética, obtenidos a partir de valores mensuales."*

Tabla 1 Caso general.

<b>Demanda total del edificio (l/d)</b>	<b>% aporte solar</b>
0-100	60
100-200	60
200-600	60
600-1000	60
1.000-2.000	75
2.000-3.000	75
3.000-4.000	75
4.000-5.000	75
5.000-6.000	75

Figura 27: Demande de ACS VS aporte solar

<b>Demanda total del edificio (l/d)</b>	<b>% aporte solar</b>
6.000-7.000	75
7.000-8.000	75
8.000-9.000	75
9.000-10.000	75
10.000-12.500	75
12.500-15.000	75
15.000-17.500	75
17.500-20.000	75
> 20.000	75

Figura 28: Demande de ACS VS aporte solar

Por lo tanto, ***el aporte solar mínimo será del 60%.***

Según la normativa, la instalación solar se dimensionará de acuerdo a unas limitaciones de aporte solar; como es: *"El dimensionamiento de la instalación estará limitado por el cumplimiento de la condición de que en ningún mes del año la energía producida por la instalación podrá superar el 110 por 100 de la demanda de consumo y en no más de tres meses el 100 por 100"*.

En el caso en el que la fracción solar supere el 100 por 100 en más de 3 meses o en algún mes supere el 110 por 100, será necesario recurrir a la instalación de disipadores térmicos para poder evacuar el excedente de energía.

## **CAPÍTULO 5: ESTIMACIÓN DEL ÁREA DE COLECTORES**

## 5.-ESTIMACIÓN DEL ÁREA DE COLECTORES

Para realizar el diseño de la instalación solar de manera que sea capaz de suministrar una fracción solar mínima del 60% es necesario estimar el área de colectores, y posteriormente, realizar el cálculo de la fracción solar suministrada.

Para realizar las primeras estimaciones, no se considerarán las pérdidas que puedan existir en la instalación, a excepción del rendimiento óptico del colector, que es proporcionado por el fabricante.

Por lo tanto, el sistema de ecuaciones a resolver se reduce a:

$$m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = R \cdot A_{co} \cdot (a_0)$$

$$m_1 Cp_1 (T_{co} - T_{ci}) = m_2 Cp_2 (T_{co} - T_{ci})$$

$$\epsilon_{ic} = \frac{m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} (T_{co} - T_{ci})}$$

$$m_2 Cp_2 (T_{co} - T_{ci}) = m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

$$f = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

$$T_t = \frac{T_{co} \cdot m_2 + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_2 + m_{cons}}$$

$$E_t = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{co} - T_t}$$

Los colectores que se instalarán serán proporcionados por el fabricante *Saunier Duval*, modelo *HR 2.02 4V*, con un caudal volumétrico de propilenglicol ( $m_1$ ) recomendado de 40 L/h·m<sup>2</sup>, un área de 2,02 m<sup>2</sup> y un rendimiento óptico de 0,819.

Las propiedades del propilenglicol se considerarán constantes en todo el circuito primario y su valor se calculó anteriormente.

El grado de estratificación y la eficiencia del intercambiador de calor se supondrán una constante de valor 0,5.

El caudal másico del circuito secundario se considerará igual al caudal másico del circuito secundario ( $m_2$ ). La temperatura de suministro ( $T_{sum}$ ) será de 60°C y la temperatura de red será un valor mensual proporcionado por la guía ASIT:

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Anual
Tred(°C)	8	8	10	12	14	17	20	19	17	13	10	8	13

Figura 29: Temperatura de red mensual

El caudal másico de consumo se calculará a partir del consumo diario de ACS de la instalación, siendo:

$$m_{cons} = \frac{30 \frac{L}{persona} \cdot 4 \frac{personas}{vivienda} \cdot 40 viviendas}{\frac{horas de sol}{3600s}} \cdot \rho \left( \frac{kg}{L} \right) = 0,104 kg/s$$

El consumo de ACS a lo largo del año sufre variaciones importantes, acusándose de forma significativa en los meses de verano; por lo que el valor del consumo de ACS anteriormente calculado, se modificará para cada uno de los meses del año:

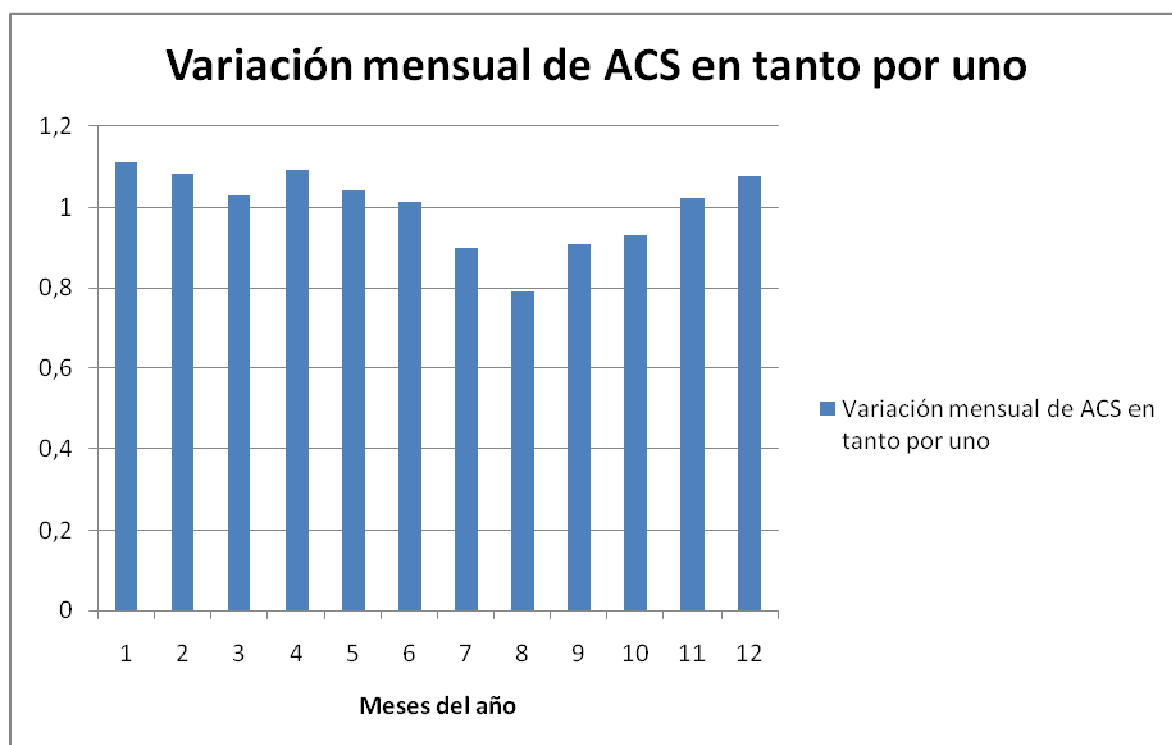


Figura 30: Variación mensual de ACS

Los valores de radiación y número de horas solares se han obtenido a partir de la base de datos de la estación meteorológica de la Universidad Carlos III de Madrid. Dicha base de datos, presenta valores en intervalos de 10 minutos; por lo que, para realizar el prediseño de la instalación solar se ha realizado una media ponderada de todos los valores.

El ángulo de inclinación de los colectores para el cuál ha sido calculada la radiación es  $\beta = \Phi = 40^\circ$ .

Los valores del factor de conversión han sido obtenidos del fichero H.mcd de la asignatura Energías Renovables de la Universidad Carlos III de Madrid, donde se utiliza un modelo anisotrópico o HDKR (Hay, Davies, Klucher y Reindl). Los resultados obtenidos son:

Mes	Radiación plano horizontal (W/m <sup>2</sup> )	Factor de conversión	Radiación plano inclinado (W/m <sup>2</sup> )	Horas de sol
Enero	196,5	1,159	227,7	10
Febrero	235,8	1,136	267,9	11
Marzo	360,8	1,204	434,4	12
Abril	403	1,157	466,3	13,5
Mayo	382,6	1,087	415,9	14,5
Junio	465	0,949	441,3	15
Julio	510	1,030	525,3	15
Agosto	371	1,135	421,1	17
Septiembre	382,5	1,241	474,7	13
Octubre	270	1,267	342,1	12
Noviembre	222	1,413	313,7	10
Diciembre	177,5	1,110	197,0	9,5
Media anual	331,6	1,142	378,7	12,7

Figura 31: Tabla radiación y horas de sol mensual

NOTA: Se han considerado valores válidos a partir de una radiación mínima de 1W/m<sup>2</sup>.

A continuación, se representan gráficamente los resultados expuestos en la tabla anterior.

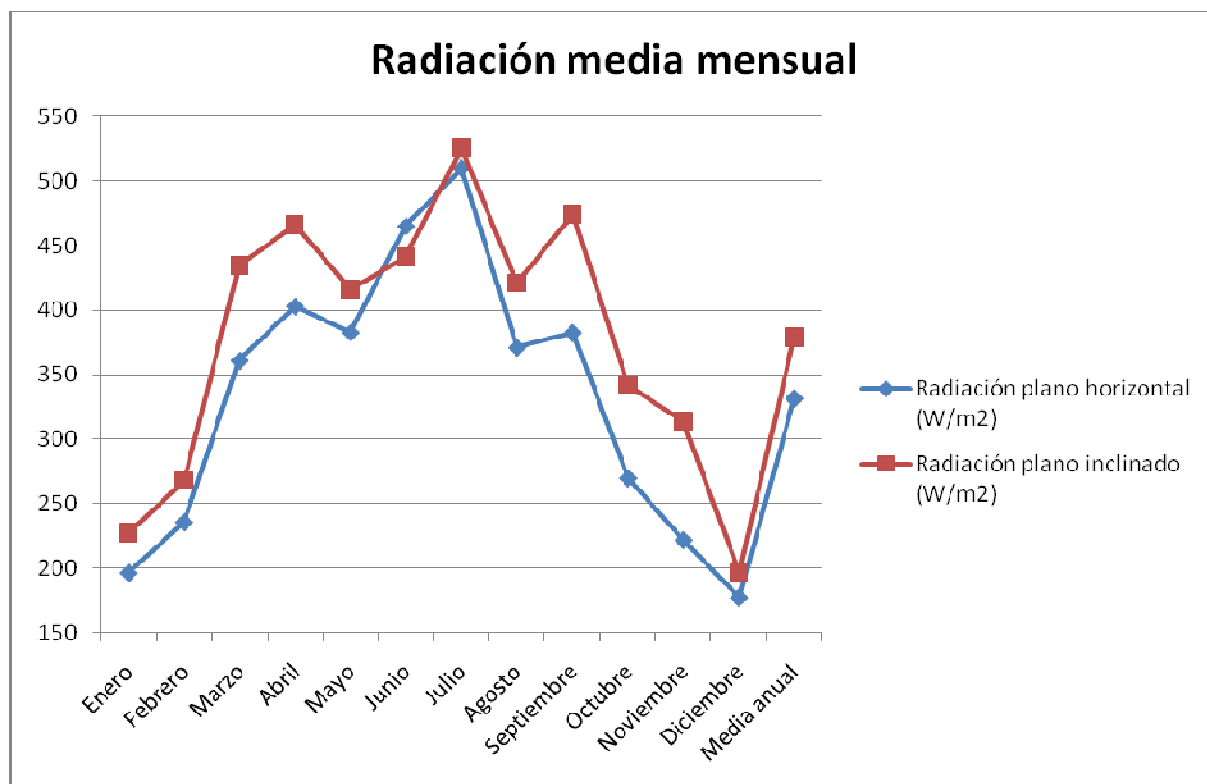


Figura 32: Radiación mensual

Una vez definidas las variables, se procede a resolver el sistema de ecuaciones anteriormente expuesto, obteniendo los siguientes resultados:

Mes	$T_{ici} (^{\circ}\text{C})$	$T_{ci} (^{\circ}\text{C})$	$T_{co} (^{\circ}\text{C})$	$T_{ico} (^{\circ}\text{C})$	$T_{cons} (^{\circ}\text{C})$	$T_t (^{\circ}\text{C})$	$A_{co} (\text{m}^2)$
Enero	34,70	44,28	50,85	42,77	39,20	35,63	81,0
Febrero	34,83	44,16	50,54	42,69	39,20	35,71	67,0
Marzo	36,03	44,55	50,39	43,21	40,00	36,79	37,8
Abril	36,73	45,41	51,36	44,05	40,80	37,55	35,9
Mayo	37,89	45,83	51,27	44,58	41,60	38,62	36,8
Junio	39,44	46,65	51,59	45,52	42,80	40,08	31,4
Julio	41,24	47,22	51,31	46,28	44,00	41,72	21,9
Agosto	41,14	46,52	50,20	45,67	43,60	41,53	24,6
Septiembre	39,80	46,30	50,75	45,27	42,80	40,33	26,3
Octubre	37,84	45,10	50,07	43,96	41,20	38,44	40,8
Noviembre	36,06	44,52	50,32	43,19	40,00	36,81	52,0
Diciembre	34,86	44,14	50,49	42,67	39,20	35,73	90,7
Media anual	37,57	45,37	50,72	44,14	41,20	38,26	39,7

Figura 33: Tabla de temperaturas a lo largo del año



Representándolos gráficamente:

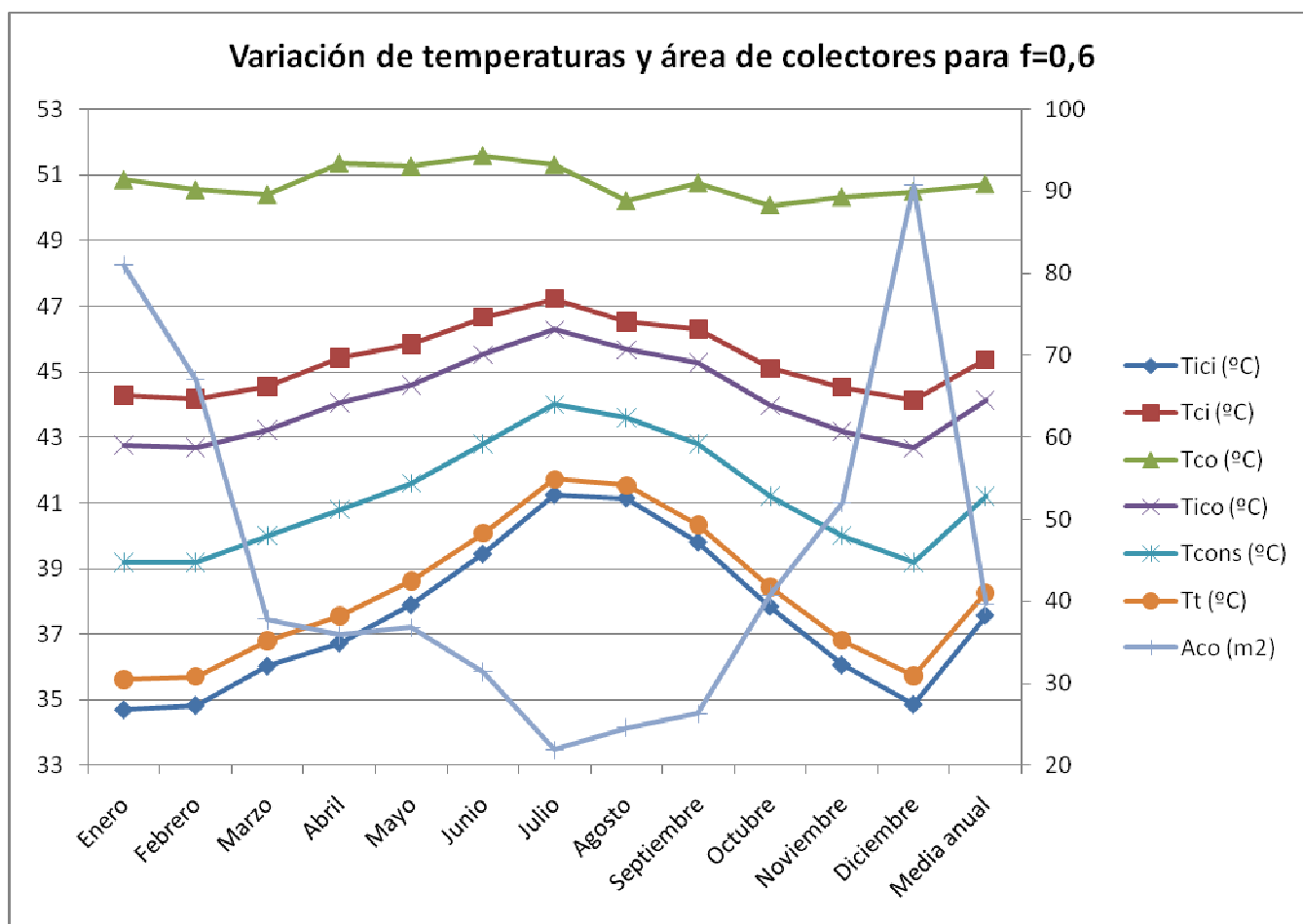


Figura 34: Variación de temperaturas a lo largo del año

En la gráfica anterior, podemos comprobar la evolución de las temperaturas de entrada y salida del colector, entrada y salida del intercambiador de calor, entrada y salida del tanque de almacenamiento y temperatura de consumo (temperatura de entrada a la caldera de apoyo).

Como se puede observar las temperaturas de entrada y salida al colector son las más elevadas, mientras que la temperatura de consumo oscila entre la temperatura del tanque y la temperatura de entrada al tanque. La temperatura más baja se alcanza en la salida del tanque (unión tanque-intercambiador de calor).

Debido a la gran variación de la radiación solar mensual, junto con la variación del consumo de ACS mensual, el área de colectores necesaria para suministrar una fracción solar mínima del 60% varía de forma significativa mes a mes, entre 20m<sup>2</sup> y 90m<sup>2</sup> aproximadamente.

A continuación, vamos a calcular la potencia térmica demanda, la potencia térmica suministrada y el rendimiento de la instalación solar para el caso anterior.

NOTA: Este cálculo se realiza a efectos didácticos, pues en la práctica se escogerá un área de colectores fija.

La potencia térmica mensual demanda se calculará a partir del caudal de consumo de ACS de la siguiente manera:

$$Q_{\text{cons}} := m_{\text{cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{sum}} - T_{\text{red}})$$

De la misma forma, se calcula la potencia térmica suministrada por la instalación:

$$Q_{\text{sum}} := m_{\text{cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{cons}} - T_{\text{red}})$$

El rendimiento de los colectores viene determinado por la relación entre la potencia térmica suministrada por los colectores y la radiación incidente en los colectores, siendo en este caso igual al rendimiento óptico de los colectores:

$$\eta_{\text{co}} := \frac{Q_{\text{co}}}{R \cdot A_{\text{co}}}$$

Dado que no se han considerado pérdidas en la instalación, la potencia térmica suministrada por los colectores y la potencia térmica suministrada por la instalación será la misma.

Mes	$Q_{\text{co}}$ (W)	$Q_{\text{cons}}$ (W)	$A_{\text{co}}$ (m <sup>2</sup> )	Radiación (W/m <sup>2</sup> )	Radiación (W)
<b>Enero</b>	15105	25176	81,0	227,7	18444
<b>Febrero</b>	14697	24495	67,0	267,9	17945
<b>Marzo</b>	13438	22397	37,8	434,4	16408
<b>Abril</b>	13692	22820	35,9	466,3	16718
<b>Mayo</b>	12520	20866	36,8	415,9	15287
<b>Junio</b>	11366	18943	31,4	441,3	13877
<b>Julio</b>	9421	15702	21,9	525,3	11503
<b>Agosto</b>	8476	14127	24,6	421,1	10350
<b>Septiembre</b>	10240	17067	26,3	474,7	12503
<b>Octubre</b>	11439	19065	40,8	342,1	13967
<b>Noviembre</b>	13347	22245	52,0	313,7	16296
<b>Diciembre</b>	14629	24382	90,7	197,0	17862
<b>Media anual</b>	12300	20500	39,7	378,7	15018

Figura 35: Variación de la potencia térmica en colectores y aportada a lo largo del año

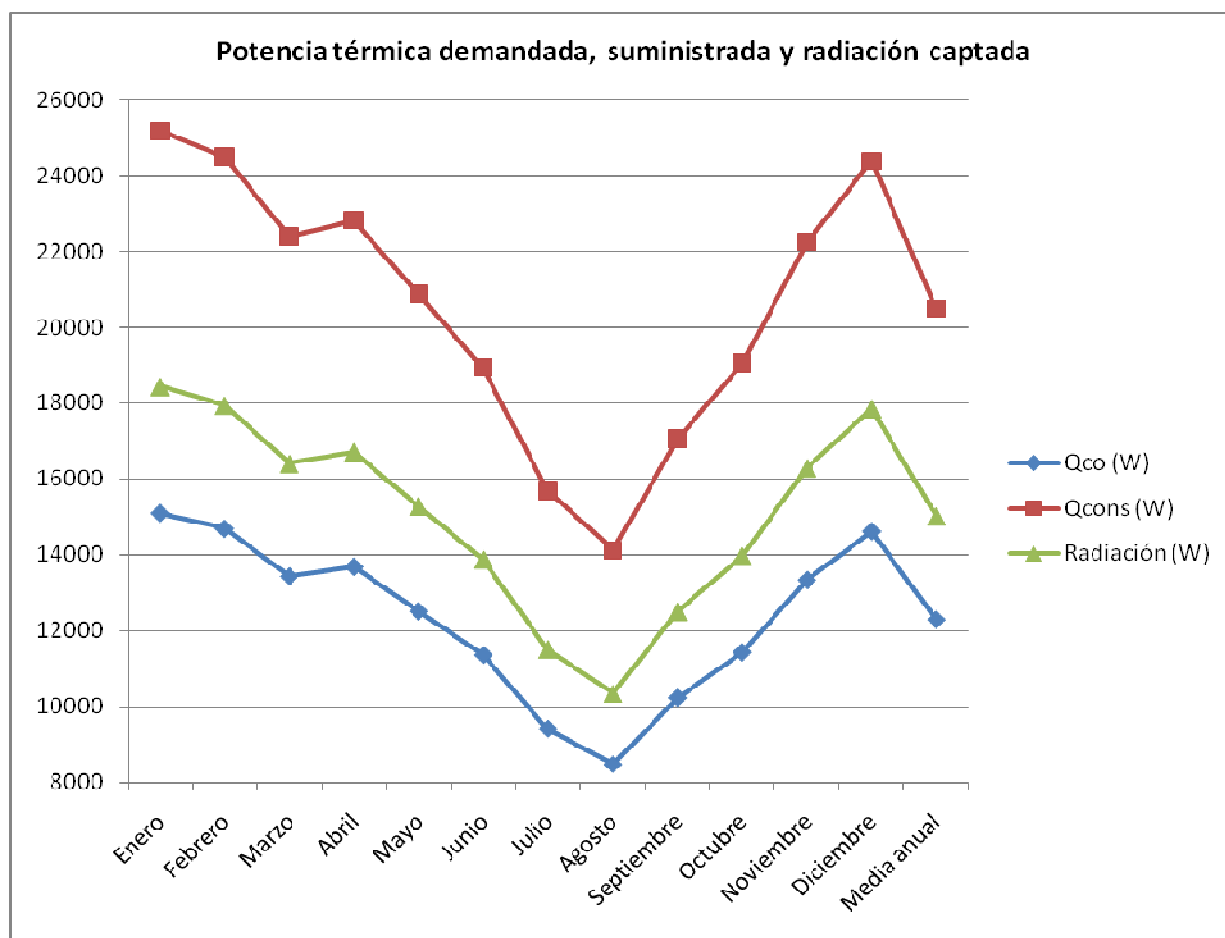


Figura 36: Potencia térmica demandada, suministrada y radiación mensual

Como se puede observar, la potencia térmica mensual demandada es mayor que la radiación incidente en los colectores y que la potencia térmica mensual suministrada, dado que la fracción solar es del 60%. Además, puede comprobarse el efecto de la disminución de la demanda y el del aumento de la temperatura de red en los meses de verano; siendo la potencia térmica demandada significativamente inferior.

## **5.1.-ELECCIÓN DEL ÁREA DE COLECTORES Y CÁLCULO DE LA FRACCIÓN SOLAR**

Como avanzamos en el apartado anterior, el área de colectores será un valor fijo en la instalación solar; por lo que es necesario fijar esta área y calcular la fracción solar resultante del mismo sistema de ecuaciones expuesto anteriormente.

El área de colectores deberá ser suficiente para abastecer el 60% de la potencia térmica demandada a lo largo del año; por lo que el valor del área será el valor medio anual calculado; que es el que integra la energía suministrada por la instalación solar y dividiendo el resultado por la energía demandada a lo largo del año. Por lo tanto, el área será 39,7 m<sup>2</sup>.

Debido a que el área unitaria de los colectores elegidos para esta instalación es de 2,02m<sup>2</sup>, el número de colectores necesarios para conseguir un área de 39,7 m<sup>2</sup>, será de 19,6. Como el número de colectores debe ser un número entero, aproximaremos al número entero más cercano, en este caso 20 colectores, siendo el área final de colectores de 40,4 m<sup>2</sup>.

Una vez fijada el área de colectores, puede resolverse el sistema de ecuaciones, siendo la fracción solar variable con los meses del año.

Mes	T <sub>ici</sub> (°C)	T <sub>ci</sub> (°C)	T <sub>co</sub> (°C)	T <sub>ico</sub> (°C)	T <sub>cons</sub> (°C)	T <sub>t</sub> (°C)	f
Enero	18,80	27,51	36,22	26,72	23,56	20,41	0,30
Febrero	21,23	31,47	41,72	30,55	26,82	23,08	0,36
Marzo	33,09	49,70	66,32	48,20	42,09	35,97	0,64
Abril	34,72	52,55	70,38	50,94	44,45	37,96	0,68
Mayo	35,71	51,61	67,52	50,18	44,34	38,49	0,66
Junio	41,02	57,90	74,78	56,38	50,14	43,91	0,77
Julio	53,58	73,66	93,75	71,85	64,28	56,70	1,11
Agosto	50,99	67,09	83,19	65,64	59,43	53,23	0,99
Septiembre	46,89	65,04	83,19	63,40	56,57	49,74	0,92
Octubre	33,91	46,99	60,07	45,81	40,90	36,00	0,59
Noviembre	26,84	38,83	50,83	37,75	33,33	28,91	0,47
Diciembre	17,80	25,33	32,87	24,65	21,90	19,15	0,27
Media anual	33,91	48,39	62,87	47,09	41,73	36,37	0,61

Figura 37: Variación mensual de temperaturas

Representando gráficamente los valores anteriores, se obtiene la siguiente gráfica:

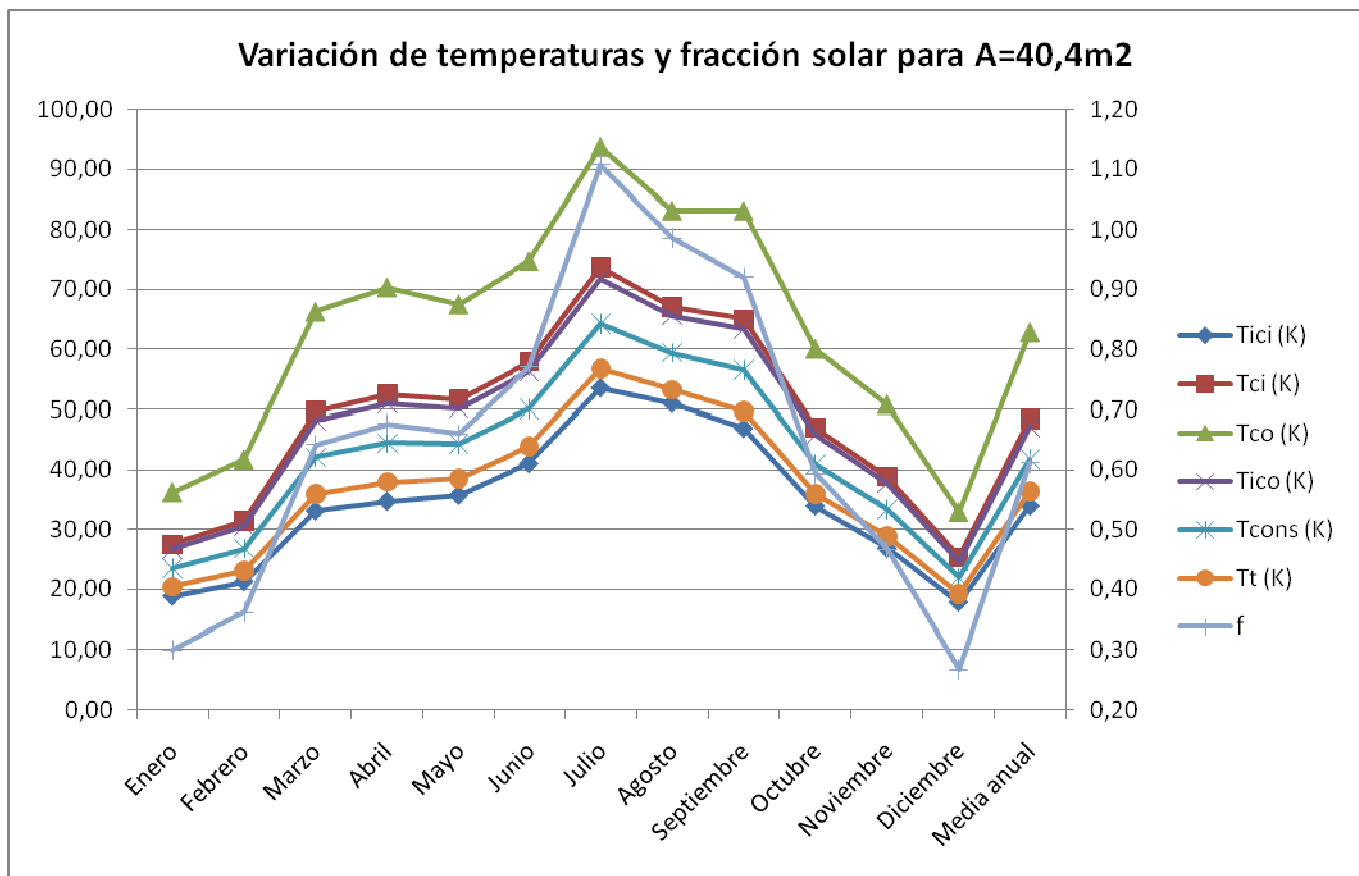


Figura 38: Variación mensual de temperaturas y fracción solar

De la misma forma que en el apartado anterior, se calculará la potencia térmica suministrada por la instalación.

Mes	$Q_{co}$ (W)	$A_{co}$ (m <sup>2</sup> )	Radiación (W/m <sup>2</sup> )	Radiación (W)	$Q_{cons}$ (W)	f
Enero	7535	40,4	227,7	9199,1	25176	0,30
Febrero	8863	40,4	267,9	10823,2	24495	0,36
Marzo	14370	40,4	434,4	17549,8	22397	0,64
Abril	15430	40,4	466,3	18838,5	22820	0,68
Mayo	13760	40,4	415,9	16802,4	20866	0,66
Junio	14600	40,4	441,3	17828,5	18943	0,77
Julio	17380	40,4	525,3	21222,1	15702	1,11
Agosto	13930	40,4	421,1	17012,4	14127	0,99
Septiembre	15710	40,4	474,7	19177,9	17067	0,92
Octubre	11320	40,4	342,1	13820,8	19065	0,59
Noviembre	10380	40,4	313,7	12673,5	22245	0,47
Diciembre	6519	40,4	197	7958,8	24382	0,27
Media anual	12530	40,4	378,7	15299,5	20500	0,61

Figura 39: Variación mensual de la potencia térmica

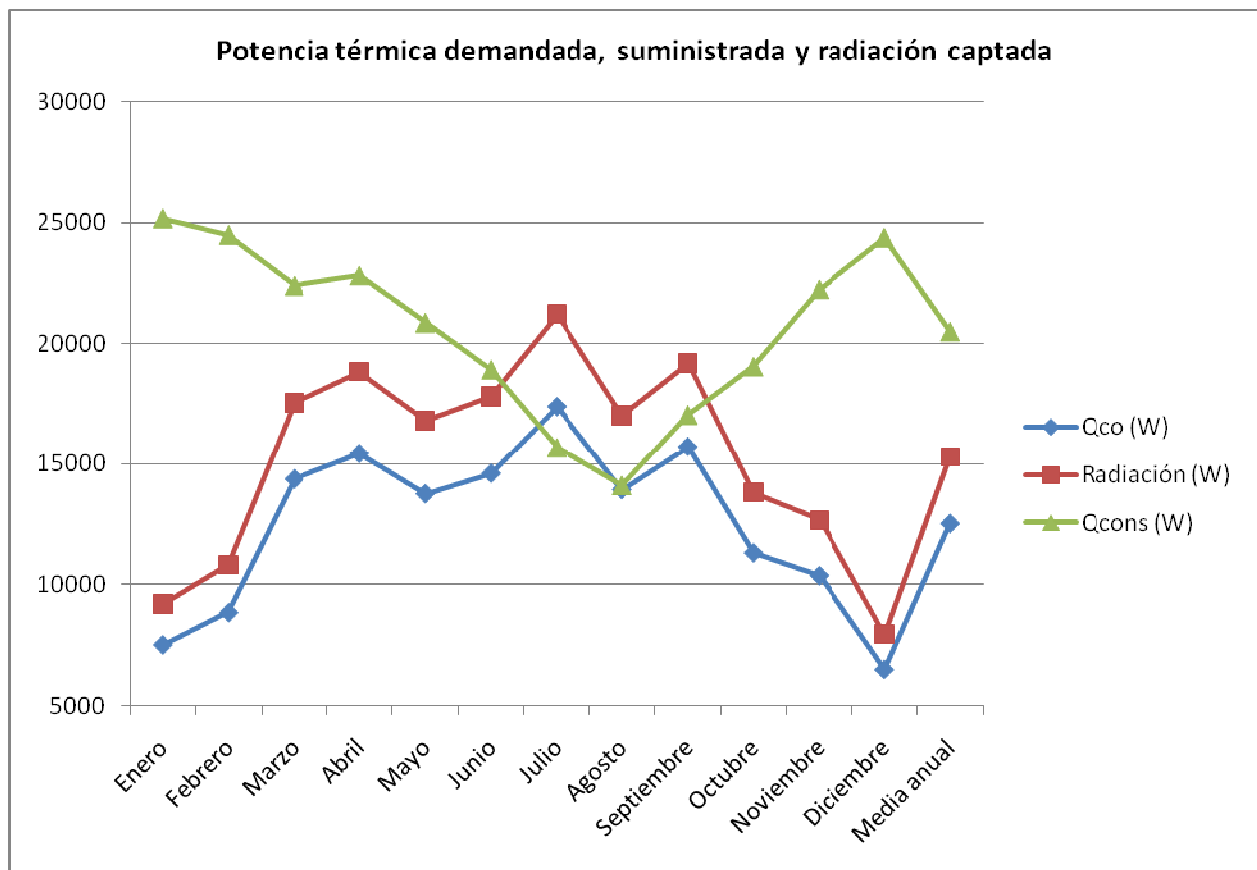


Figura 40: Variación mensual de la potencia térmica demandada, suministrada y radiación captada

En el gráfico anterior, pueden observarse las variaciones mensuales respecto a la potencia térmica demandada y suministrada. Cabe destacar, que en el mes de Agosto, la potencia térmica suministrada es ligeramente superior a la demandada; esto se debe a la restricción que indica la legislación de suministrar una fracción solar anual mínima del 60%, provocando valores de fracción solar mensuales variables a lo largo del año, incluso superando el 100% de la demanda.

Según la legislación, si algún mes excede el 110% de la demanda, deberá instalarse un disipador térmico que evacue ese excedente de energía a lo largo del mes. Como en este apartado no se han considerado las pérdidas, esta circunstancia no es muy significativa, ya que a continuación se realizará un cálculo más detallado de la instalación solar que considere de la forma más aproximada posible los efectos climatológicos sobre la instalación.

## 5.2.-CÁLCULO DE PÉRDIDAS

### 5.2.1.-Pérdidas por convección en el interior del serpentín

En primer lugar se calculará el número de Reynolds del fluido que circula por el interior del serpentín, comprobando el régimen de circulación por su interior. El número de Reynolds viene determinado por:

$$Re_D := \frac{u \cdot D_i}{\nu}$$

Siendo:

- u la velocidad del fluido (m/s)
- $D_i$  el diámetro interior, igual a 0,008 m.
- $\nu$  la viscosidad cinemática del fluido.

La velocidad de circulación del fluido viene determinada por:

$$u := \frac{4 \cdot \frac{m12}{Nco}}{\pi \cdot \rho \cdot D_i^2}$$

Resultando una velocidad de circulación del fluido de 0,112 m/s, y un Reynolds de 529,6; por lo que el *régimen es laminar*.

Mediante la correlación de Dittus-Boelter puede calcularse el número de Nusselt en función del número de Reynolds y el número de Prandtl en conductos:

$$Nu_D := 0.023 Re_D^{0.8} \cdot Pr^{n2}$$

Siendo  $n2=0,4$  para el calentamiento y  $n2=0,3$  para el *enfriamiento*. Obteniendo un número de Nusselt de 7.784.

El coeficiente de convección en el interior del serpentín se calculará a partir del número de Nusselt mediante:

$$h := \frac{Nu_D \cdot k}{D_i}$$

Obteniendo un valor de coeficiente de convección en el interior del serpentín de  $429,85 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

### **5.2.2.-Pérdidas por convección sobre los paneles**

Según el libro *Frank P. Incropera*, puede calcularse el número de Nusselt sobre los paneles mediante la siguiente correlación para flujo externo en condiciones de capa límite mixta:

$$\text{Nu}_P := \left[ 0.037 \text{Re}_L^{0.8} - \left( 0.037 \text{Re}_{cr}^{0.8} - 0.664 \text{Re}_{cr}^{\frac{1}{2}} \right) \right] \cdot \text{Pr}_{aire}^{\frac{1}{3}}$$

Siendo:

- El número de Reynolds crítico  $5 \cdot 10^5$ .
- El número de Prandtl del aire:  $\text{Pr}_{aire} := \frac{\mu_{aire} \cdot c_{p,aire}}{k_{aire}}$
- El  $\text{Re}_L$ , el número de Reynolds basado en la longitud de los colectores colocados en fila.

Para poder utilizar la correlación anterior, es necesario considerar que los colectores estarán situados en filas consecutivas, formando una única área de convección.

La longitud crítica a partir de la cual el régimen se hará turbulento será:

$$L_{cr} := \frac{\text{Re}_{cr} \cdot \mu_{aire}}{\rho_{aire} \cdot v_{aire}}$$

El coeficiente de convección sobre los paneles se calculará a través del número de Nusselt calculado con la correlación anterior y la longitud característica de los paneles en fila:

$$h_P := \frac{\text{Nu}_P \cdot k_{aire}}{L_c}$$

Al ser estos parámetros función de la velocidad del aire, y ser esta variable, los parámetros calculados también serán variables a lo largo del año. Los resultados obtenidos son:



Mes	Vaire (m/s)	Re <sub>L</sub>	Nu <sub>p</sub>	L <sub>cr</sub> (m)	h <sub>p</sub> (W/m <sup>2</sup> ·K)
Enero	1,84	4,85E+06	6656	4,1	4,2
Febrero	2,29	6,05E+06	8097	3,3	5,1
Marzo	2,64	6,98E+06	9166	2,9	5,8
Abril	2,51	6,63E+06	8762	3,0	5,5
Mayo	2,25	5,93E+06	7951	3,4	5,0
Junio	2,33	6,14E+06	8192	3,3	5,1
Julio	2,58	6,82E+06	8981	2,9	5,6
Agosto	2,23	5,89E+06	7908	3,4	5,0
Septiembre	2,15	5,67E+06	7647	3,5	4,8
Octubre	2,18	5,75E+06	7743	3,5	4,9
Noviembre	1,86	4,91E+06	6728	4,1	4,2
Diciembre	1,93	5,08E+06	6933	3,9	4,4
Media anual	2,22	5,86E+06	7873	3,4	4,9

Figura 41: Variación mensual de la velocidad del aire, Reynolds y Nusselt

### 5.2.3.-Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor mide la potencia térmica perdida por cada metro cuadrado de transferencia de calor y por cada grado centígrado de diferencia entre la temperatura del fluido que circula por el interior del serpentín y la ambiente.

*Resistencia térmica en el interior del serpentín:*

La resistencia térmica en el interior del serpentín viene determinada por el coeficiente de convección en el interior del serpentín, calculándose mediante la siguiente expresión:

$$R_{hi} := \frac{1}{h \cdot A_{it}}$$

Siendo  $A_{it}$ , el área de transferencia de calor en el interior del tubo, calculada a partir del volumen en el interior del serpentín, cuyo valor es proporcionado por el fabricante ( $V_{co}=1,36L$ ).

$$L_s := \frac{4 \cdot V_{co}}{\pi \cdot D_i^2} \quad A_{it} := \pi \cdot D_i \cdot L_s$$

#### *Resistencia térmica del tubo:*

La resistencia térmica que opone el tubo de cobre a la transmisión de calor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R_t := \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_s \cdot k_{cu}}$$

#### *Resistencia térmica del absorbedor:*

Tal y como se detallo anteriormente, el colector está constituido por una capa absorbente de unos 0,2 milímetros; por lo que la resistencia térmica de del absorbedor será (aunque en realidad, esta expresión es más compleja, ya que el flujo de calor en el absorbedor no es perpendicular a la superficie debido a que ha de recorrer la distancia entre tubos):

$$R_{abs} := \frac{e_{abs}}{k_{abs} \cdot A_c}$$

#### *Resistencia térmica del vidrio:*

De la misma forma, el colector tiene una capa de vidrio de unos 4 milímetros, calculándose su resistencia térmica como:

$$R_{vidrio} := \frac{e_v}{k_v \cdot A_c}$$

#### *Resistencia térmica del viento:*

Una vez calculado el coeficiente de convección sobre los paneles, la resistencia térmica viene determinada por:

$$R_{he} := \frac{1}{h_p \cdot A_c}$$

### *Resistencia térmica de la cavidad:*

El colector tiene una cavidad de aire entre la placa colectora y el vidrio, calculándose el coeficiente de convección natural en el interior de la cavidad mediante las correlaciones adecuadas del libro *Frank P. Incropera*.

Para calcular dicho coeficiente, es necesario calcular el número de Rayleigh y el número de Nusselt para la cavidad, aplicándose las siguientes correlaciones:

$$Ra_L := \frac{g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_2) \cdot L^3}{\alpha_{\text{aire}} \cdot \nu_{\text{aire}}}$$
$$Nu_L := 0.22 \left( \frac{Pr_{\text{aire}}}{0.2 + Pr_{\text{aire}}} \cdot Ra_L \right)^{0.28} \cdot \left( \frac{H}{L} \right)^{\frac{-1}{4}}$$

Siendo:

- L el ancho del panel solar (L=1m)
- H el espacio entre la placa y el vidrio (H=2mm)
- g la aceleración de la gravedad
- $\beta$  la inversa de la media entre las temperaturas ( $K^{-1}$ )

$\beta$  se ha calculado de la siguiente forma:

$$\beta := \frac{1}{\left( \frac{T_1 + T_2}{2} \right)}$$

Siendo:

- $T_1$  la media entre la temperatura de entrada y salida del colector.
- $T_2$  la media entre la temperatura  $T_1$  y la temperatura ambiente.

$$T_1 := \frac{T_{co} + T_{ci}}{2} \quad T_2 := \frac{T_1 + T_o}{2}$$

Una vez determinados los parámetros anteriores, puede evaluarse el coeficiente de convección natural en la cavidad y la resistencia térmica que opone:

$$h_{\text{aire}} := \frac{Nu_L \cdot k_{\text{aire}}}{L} \quad R_{\text{taire}} := \frac{1}{h_{\text{aire}} \cdot A_c}$$

#### *Resistencia térmica de la caja:*

La caja que recubre el colector también opondrá una cierta resistencia térmica al paso del calor, evaluándose su efecto a través de la siguiente ecuación:

$$R_{\text{tcaja}} := \frac{1}{h_p \cdot A_{ca}}$$

#### **5.2.4.-Resultados: resistencias térmicas**

A continuación se detallan los resultados obtenidos en el cálculo de las resistencias térmicas anteriormente detalladas.

Mes	$R_{hi}$ (K/W)	$R_t$ (K/W)	$R_{abs}$ (K/W)	$R_{vidrio}$ (K/W)	$R_{ne}$ (K/W)	$T_1$ (K)	$T_2$ (K)
Enero	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	1,18E-01	321,11	301,08
Febrero	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	9,73E-02	320,88	301,37
Marzo	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	8,59E-02	320,97	303,06
Abril	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	8,99E-02	321,90	305,22
Mayo	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	9,91E-02	322,03	306,49
Junio	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	9,62E-02	322,57	310,36
Julio	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	8,77E-02	322,66	311,76
Agosto	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	9,96E-02	321,73	309,69
Septiembre	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	1,03E-01	321,94	308,69
Octubre	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	1,02E-01	321,03	305,74
Noviembre	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	1,17E-01	320,92	302,28
Diciembre	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	1,14E-01	320,84	300,95
Media anual	3,42E-03	3,47E-06	2,48E-04	2,48E-03	1,00E-01	321,51	305,53

Figura 42: Variación mensual de las resistencias térmicas

Mes	$\beta$ (K-1)	$R_{aL}$	$Nu_L$	$h_{aire}$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	$R_{taire}$ (K/W)	$R_{tcaja}$ (K/W)	$R_{TOTAL}$ (K/W)
Enero	3,21E-03	1,70E+09	373,61	9,39	0,053	0,118	0,296
Febrero	3,21E-03	1,66E+09	370,90	9,32	0,053	0,097	0,254
Marzo	3,20E-03	1,52E+09	361,79	9,10	0,054	0,086	0,232
Abril	3,19E-03	1,41E+09	354,12	8,90	0,056	0,090	0,242
Mayo	3,18E-03	1,31E+09	347,00	8,72	0,057	0,099	0,261
Junio	3,16E-03	1,02E+09	323,70	8,14	0,061	0,096	0,259
Julio	3,15E-03	9,09E+08	313,42	7,88	0,063	0,088	0,244
Agosto	3,17E-03	1,01E+09	322,66	8,11	0,061	0,100	0,266
Septiembre	3,17E-03	1,11E+09	331,50	8,33	0,059	0,103	0,272
Octubre	3,19E-03	1,29E+09	345,71	8,69	0,057	0,102	0,267
Noviembre	3,21E-03	1,58E+09	365,97	9,20	0,054	0,117	0,294
Diciembre	3,22E-03	1,69E+09	372,99	9,38	0,053	0,114	0,286
Media anual	3,19E-03	1,35E+09	349,97	8,80	0,056	0,100	0,263

Figura 43: Variación mensual de las resistencias térmicas

Representando gráficamente las resistencias térmicas anteriores, se obtiene (en eje principal valores variables mensualmente):

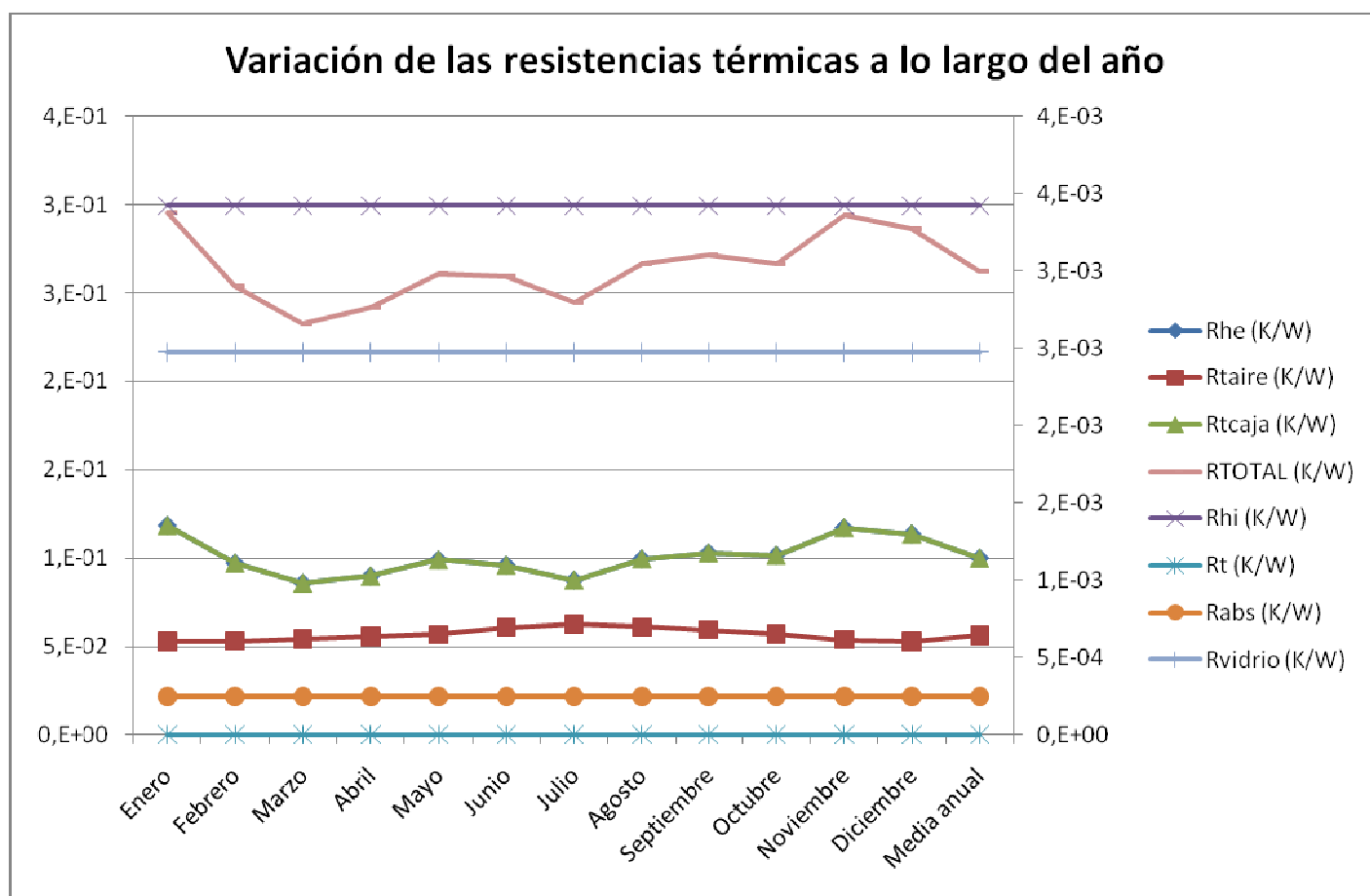


Figura 44: Variación mensual de las resistencias térmicas

De la gráfica anterior, se deduce que la resistencia térmica del tubo, la resistencia térmica del absorbedor y la resistencia térmica de vidrio son despreciables frente a la resistencia térmica del serpentín, de la caja, del aire y de convección exterior. ( $R_{he}=R_{tcaja}$ )

La resistencia térmica más influyente en la transmisión de calor es la debida a efectos del viento ya que, al ser la de mayor valor, su variación con la velocidad del viento hace que la resistencia térmica total cambie en una cantidad significativa.

Una vez calculadas todas las pérdidas consideradas por el modelo expuesto, se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor multiplicado por el área de transferencia mediante el término denominado  $U \cdot A$ , siendo  $A$  la superficie efectiva de captación:

$$UA := \frac{1}{R_{TOTAL}}$$

Los resultados obtenidos han sido:

Mes	U·A (W/K)
Enero	3,38
Febrero	3,94
Marzo	4,30
Abril	4,14
Mayo	3,83
Junio	3,86
Julio	4,09
Agosto	3,75
Septiembre	3,68
Octubre	3,75
Noviembre	3,40
Diciembre	3,49
Media anual	3,81

Figura 45: Variación mensual de UA

Como puede observarse, no existen grandes diferencias en cuanto al término  $U \cdot A$ .

### 5.2.5.-Pérdidas por radiación

Dado que los colectores permanecerán a una temperatura diferente a la de los alrededores, se producirán pérdidas debidas a la radiación emitida por los mismos que deberán evaluarse y ser tenidas en cuenta a la hora de estimar las pérdidas totales de la instalación.

La potencia térmica perdida por radiación puede determinarse mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{rad}} := \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{\text{cou}} \cdot \left[ \left( \frac{T_1 + T_2}{2} \right)^4 - T_{\text{cielo}}^4 \right]$$

Siendo:

- $\varepsilon$  la emisividad de los colectores, igual a 0,05.
- $\sigma$  la constante de Stefan Boltzman igual a  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ .
- $T_{\text{cielo}}$  la temperatura de referencia del exterior igual a  $-18^\circ\text{C}$ .

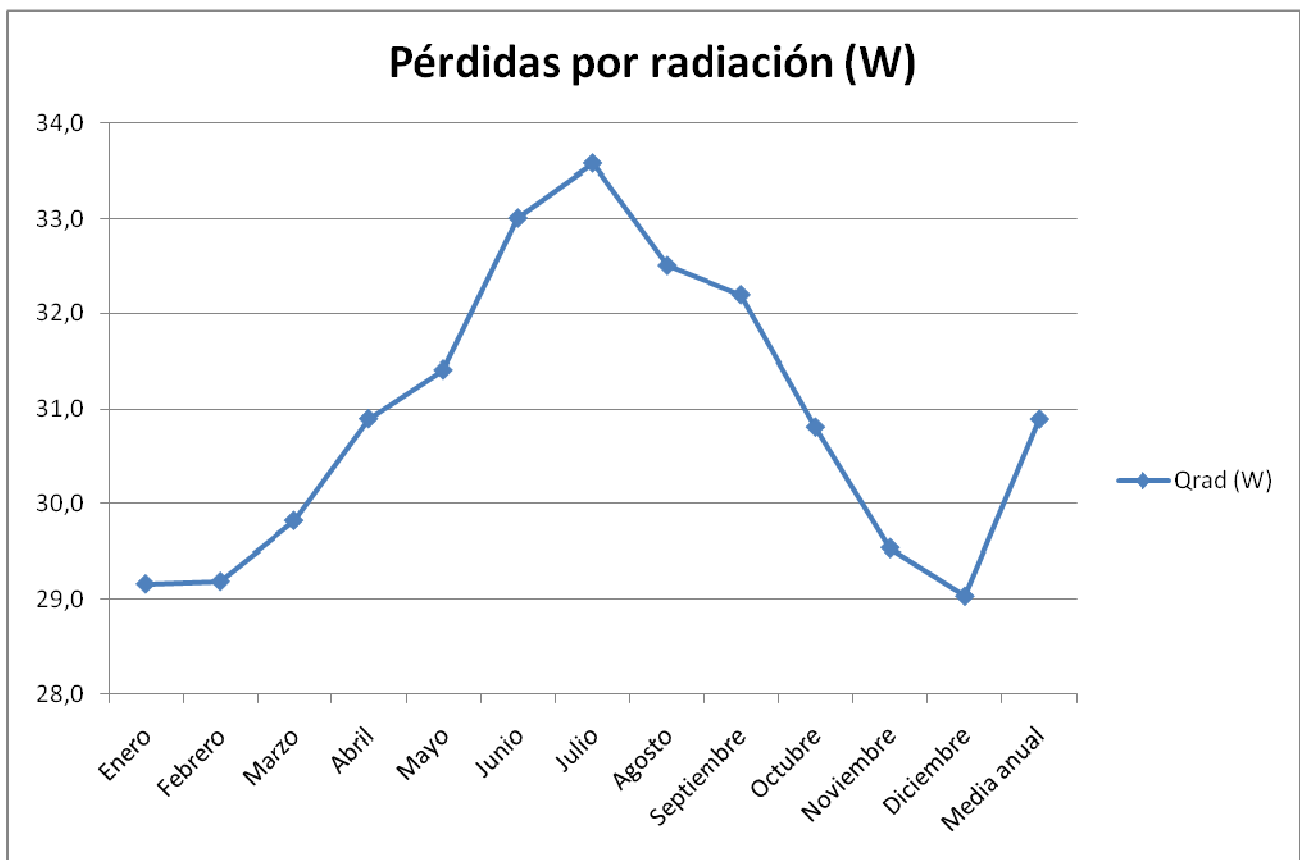


Figura 46: Variación mensual de las pérdidas por radiación

Del estudio realizado, se deduce que las pérdidas por radiación no son muy significativas y tampoco tienen una gran variación a lo largo del año si se asume que la temperatura exterior es constante. Es interesante reflejar cómo se produce un ligero aumento de las pérdidas por radiación en los meses de verano; esto es debido al aumento de la temperatura en los colectores.

### **5.2.6.-Pérdidas en las tuberías**

Toda instalación solar conlleva unas pérdidas de calor en el transporte del mismo de un lugar a otro. En nuestro caso, vamos a considerar las pérdidas térmicas debidas al transporte del fluido del circuito primario desde el colector hasta el tanque de almacenamiento y las pérdidas térmicas desde el tanque de almacenamiento al colector. Haremos esta distinción ya que ambas tuberías las consideraremos a temperatura distinta.

Se ha considerado una tubería de 2 cm de diámetro interno y 3 cm de diámetro externo (prediseño, posteriormente se revisará en el capítulo de diseño de componentes), con un recubrimiento exterior de 3 mm.

En primer lugar, es necesario calcular el número de Reynolds tal y como hacíamos en apartados anteriores. Para ello, calcularemos la velocidad de circulación del fluido por la tubería, ya que es conocido tanto el caudal másico como el diámetro de la tubería. A continuación, estaremos en condiciones de calcular tanto el número de Reynolds basado en el diámetro interno de la tubería como el número de Nusselt a través de la ecuación de Dittus Boelter:

$$u_t := \frac{4 \cdot m1}{\pi \cdot \rho \cdot D1^2} \quad Re_t := \frac{u_t \cdot D1}{\nu} \quad Nu_t := 0.023 Re_t^{0.8} \cdot Pr^{n2}$$

Siendo:

- $u_t$  la velocidad de circulación en la tubería en m/s.
- $D1$  el diámetro interno de la tubería en m.
- $Nu_t$  el número de Nusselt.

Una vez calculado el número de Nusselt a partir del número de Reynolds y el número de Prandtl del fluido del circuito primario, puede calcularse el coeficiente de convección en el interior de la tubería.



El coeficiente de convección viene determinado mediante la siguiente expresión:

$$h_t := \frac{Nu_t \cdot k}{D1}$$

Las temperaturas de las tuberías consideradas, se estimarán como la media aritmética entre la temperatura a la entrada de la tubería y la de salida:

$$T_{tub1} := \frac{T_{co} + T_{ico}}{2} \quad T_{tub2} := \frac{T_{ci} + T_{ico}}{2}$$

A continuación, calcularemos el número de Reynolds asociado a la convección en el exterior de la tubería y el número de Nusselt mediante una correlación empírica para cilindros según el libro *Frank P. Incropera* y debida a Zhukauskas:

$$Re_{tub} := \frac{\rho_{aire} \cdot v_{aire} \cdot D3}{\mu_{aire}}$$

$$Nu_{tub} := 0.683 Re_{tub}^{0.466} \cdot Pr_{aire}^{0.3333}$$

Y, una vez calculado el número de Nusselt, se procede a calcular el coeficiente de convección en el exterior de las tuberías, asumiendo una longitud de tubería de 50 metros:

$$h_{tub} := \frac{Nu_{tub} \cdot k_{aire}}{L_{tub}}$$

Calculados estos parámetros, pueden calcularse las pérdidas en las tuberías a través del cálculo de la resistencia térmica total entre el fluido y el ambiente. La resistencia térmica total será la suma de la resistencia térmica de convección en el interior del tubo, la resistencia térmica de

conducción del tubo y del aislante, y la resistencia térmica de convección en el exterior del tubo.

$$R_{eqt} := \frac{1}{h_{tub} \cdot A_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{D3}{D2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{tub} \cdot k_{ais}} + \frac{\ln\left(\frac{D2}{D1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{tub} \cdot k_{cu}} + \frac{1}{h_t \cdot A_{int}}$$

$$UA_t := \frac{1}{R_{eqt}}$$

Por lo tanto, las pérdidas de calor en las tuberías serán:

$$q_{ptub1} := UA_t \cdot (T_{tub1} - T_o)$$

$$q_{ptub2} := UA_t \cdot (T_{tub2} - T_o)$$

Los resultados son los siguientes:

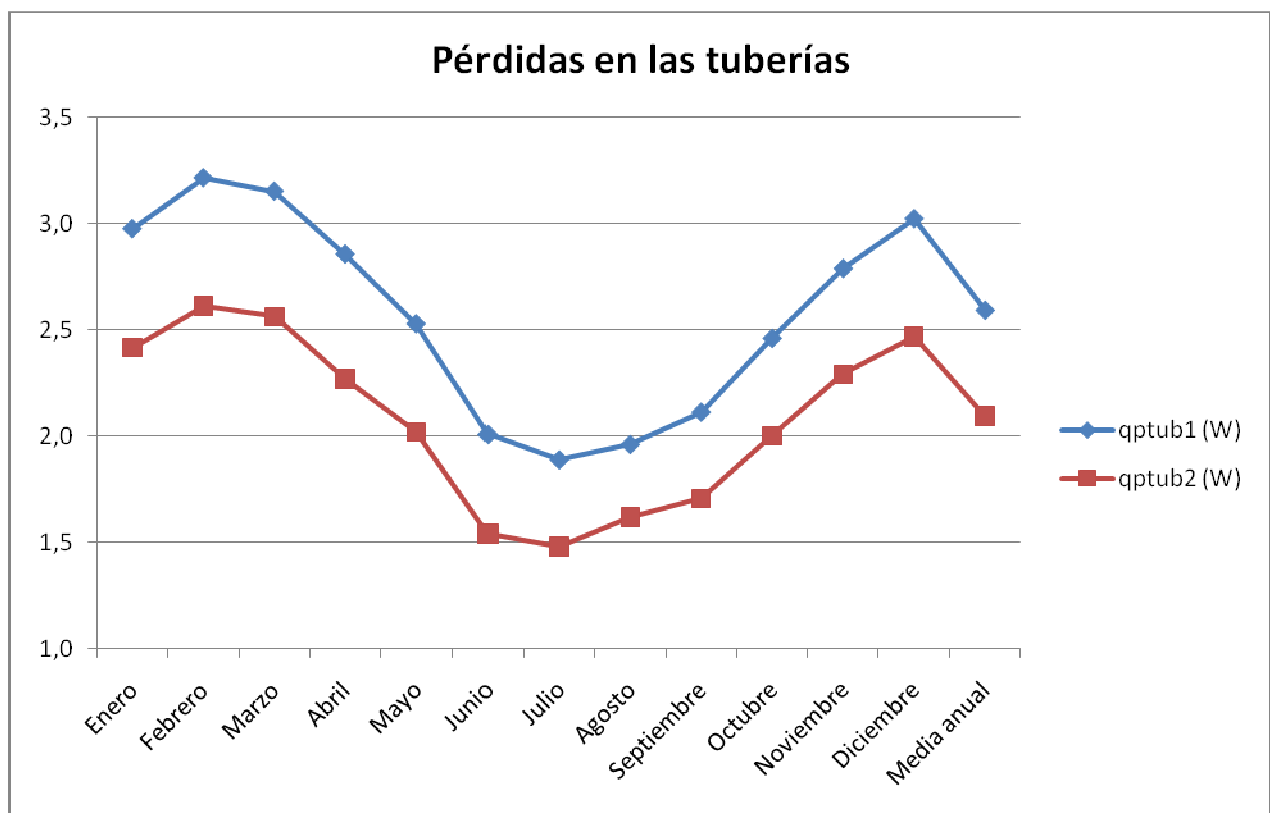


Figura 47: Variación mensual de las pérdidas en las tuberías

De la gráfica anterior se deduce que las pérdidas en las tuberías no son muy significativas, aunque es interesante destacar que, como es lógico, la tubería que conecta el colector con el tanque de almacenamiento produce mayores pérdidas que la tubería que conecta el tanque de almacenamiento con el colector. También es destacable que en los meses de verano, las pérdidas en las tuberías son menores.

### **5.2.7.-Pérdidas por almacenamiento**

Dado que los componentes de la instalación solar estarán a una temperatura superior a la del ambiente, almacenarán una energía que no podrá contabilizarse como efecto útil a la hora de evaluar el aporte solar que es capaz de suministrar la instalación. Por este motivo, van a evaluarse las pérdidas por almacenamiento en el tanque, almacenamiento en el acero del tanque, en el aislante y en el recubrimiento tal y como se hizo en la asignatura Energías Renovables de la Universidad Carlos III de Madrid.

#### *Pérdidas por almacenamiento: tanque de almacenamiento*

Para estimar este efecto, es necesario conocer el volumen de fluido almacenado en el tanque; por lo que, siguiendo las indicaciones del RITE que establece el volumen del tanque entre 50 L/m<sup>2</sup> y 180 L/m<sup>2</sup> escogeremos el tanque de almacenamiento de 5000 litros.

Escogiendo un tanque de almacenamiento de los catálogos del fabricante, obtenemos las dimensiones para poder evaluar las pérdidas, teniendo el tanque una altura de 2710 mm y un diámetro de 1910 mm.

Se considerará un espesor de acero de 1 cm, de aislante de 5 cm y de recubrimiento de 0,5 cm; con una conductividad térmica de 58 W/m·K para el acero, 0,03 W/m·K para el aislante y 0,033 W/m·K para el recubrimiento.

Las correlaciones existentes en el libro Frank P. Incropera son para placa vertical y para cilindro largo horizontal. Aunque ninguna de las dos simula de forma exacta el tanque de almacenamiento, se calculará por ambos métodos comprobando las diferencias existentes.

Se considerará una temperatura de la superficie del tanque de almacenamiento entre 28°C y 32°C variable a lo largo del año.

*Placa vertical:*

Para calcular el número de Nusselt, será necesario calcular el número de Rayleigh asociado al tanque de almacenamiento basado en la altura del tanque:

$$Ra_t := \frac{g \cdot \beta_t \cdot (T_s - T_\infty) \cdot H_t^3}{\nu_{aire} \cdot \alpha_{aire}}$$

Y, calculado el número de Rayleigh, calcularemos el número de Nusselt mediante la siguiente correlación:

$$Nu_{tan} := \left[ 0.825 + \frac{0.387 Ra_t^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Pr_{aire}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

Calculándose el coeficiente de convección natural, de la siguiente forma:

$$h_{tpv} := \frac{Nu_{tan} \cdot k_{aire}}{H_t}$$

*Cilindro horizontal:*

Para este caso se procederá de forma análoga, atendiendo a las correlaciones indicadas en la bibliografía; siendo el número de Rayleigh:

$$Ra_{tt} := \frac{g \cdot \beta_t \cdot (T_s - T_\infty) \cdot D_{te}^3}{\nu_{aire} \cdot \alpha_{aire}}$$

El número de Nusselt, esta vez se calculará mediante:

$$Nu_{tt} := 0.125 Ra_{tt}^{0.333}$$

Y, a partir del número de Nusselt, el coeficiente de convección viene determinado por:

$$h_{tcl} := \frac{Nu_{tt} \cdot k_{aire}}{D_{te}}$$

Los resultados obtenidos fueron:

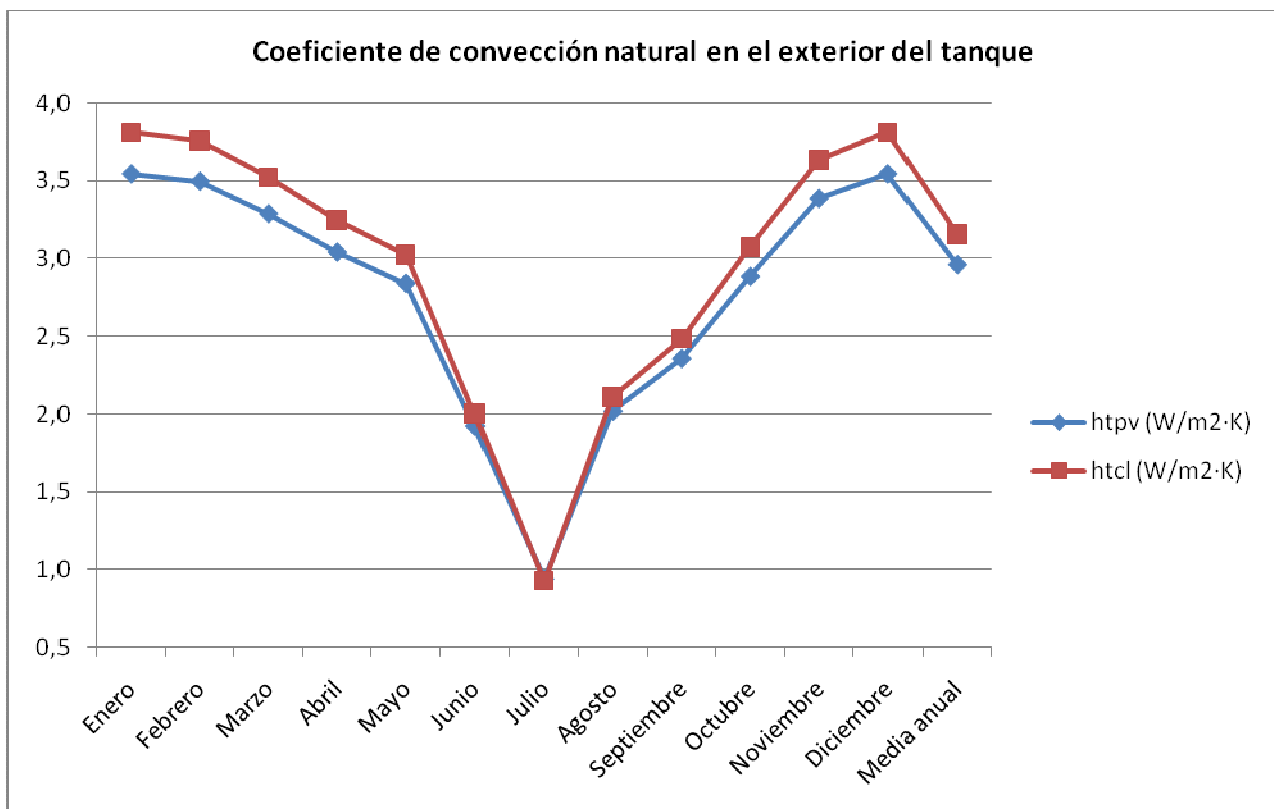


Figura 48: Variación mensual del coeficiente de convección en el exterior del tanque

Puede observarse que la correlación de cilindro largo horizontal proporciona valores del coeficiente de convección mayores que en el caso de placa vertical. En este caso, sí se observa una variación importante de este parámetro a lo largo del año.

Debido a la escasa diferencia entre los resultados obtenidos, se ha decidido optar por la correlación de cilindro horizontal.

El coeficiente de convección en el interior del tanque, se calculará de la siguiente forma:

$$h_{ti} := \frac{Nu_{tal} \cdot k_{agua}}{D_{ti}}$$

Siendo:

- $Nu_{tal}$  el número de Nusselt en el interior del tanque, igual a 4,36 según *Frank P. Incropera*.

Una vez calculados los parámetros anteriores, estamos en condiciones de calcular la resistencia térmica por la que fluye el calor desde el interior del tanque hasta el exterior; considerando la resistencia térmica en el interior del tanque, la resistencia térmica del acero, la resistencia térmica del aislante, la resistencia térmica del recubrimiento y la resistencia térmica de convección en el exterior del tanque. Por lo tanto:

$$R_{tan} := \frac{1}{h_{ti} \cdot A_{tani}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ti} + 2 \cdot e_{acero}}{D_{ti}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_t \cdot k_{acero}} + \frac{1}{h_{tcl} \cdot A_{tane}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ti} + 2 \cdot e_{acero} + 2 \cdot e_{ais}}{D_{ti} + 2 \cdot e_{acero}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H_t \cdot k_{ais}} + \frac{\ln\left[\frac{D_{te}}{D_{ti} + (2 \cdot e_{acero} + 2 \cdot e_{ais})}\right]}{2 \cdot \pi \cdot H_t \cdot k_{re}}$$

Calculándose el coeficiente global de transferencia de calor multiplicado por el área de transferencia como:

$$UA_{tan} := \frac{1}{R_{tan}}$$

Las pérdidas en el tanque de almacenamiento se evaluarán a partir del parámetro anterior mediante la siguiente fórmula:

$$q_{tan} := UA_{tan} \cdot [T_t - (T_o + 5K)]$$

Nota: se ha considerado una diferencia de temperatura del recinto 5°C superior a la exterior.

Los resultados obtenidos fueron:

Mes	$R_{tan}$ (K/W)	$U \cdot A_{tan}$ (W/K)	$q_{tan}$ (W)
Enero	0,168	5,96	44,7
Febrero	0,168	5,96	55,8
Marzo	0,169	5,92	112,1
Abril	0,170	5,87	102,9
Mayo	0,172	5,83	91,3
Junio	0,181	5,52	76,6
Julio	0,215	4,66	111,7
Agosto	0,180	5,56	131,8
Septiembre	0,176	5,69	127,5
Octubre	0,171	5,84	79,8
Noviembre	0,168	5,94	79,5
Diciembre	0,168	5,96	37,2
Media anual	0,171	5,86	87,5

Figura 49: Variación mensual  $UA_{tan}$

En la tabla anterior, pueden observarse las diferencias a lo largo del año en cuanto a pérdidas de potencia térmica en el tanque se refiere; siendo el mes de Agosto, el mes de mayores pérdidas térmicas en el tanque y, el mes de Diciembre el que presenta menores pérdidas.

#### *Pérdidas por almacenamiento: acero del tanque*

Como explicamos anteriormente, al encontrarse el tanque de almacenamiento a una temperatura diferente a la del ambiente, éste provocará que el acero del cual se compone también lo esté; por lo tanto, consideraremos como “pérdidas” la energía almacenada en la pared del tanque de almacenamiento evaluándose como:

$$q_{acero} := (A_{ace1} - A_{ace2}) \cdot H_t \cdot C_{p_{acero}} \cdot \rho_{acero} \cdot [T_{t2} - (T_o + 5K)]$$

Siendo:

- $(A_{ace1} - A_{ace2}) \cdot H_t$ , el volumen de acero.
- $C_{p_{acero}}$ , el calor específico del acero: 350000 J/kg·K.
- $\rho_{acero}$ , la densidad del acero: 7850 Kg/m<sup>3</sup>.

### *Pérdidas por almacenamiento: aislante del tanque*

El tanque de almacenamiento considerado está formado por una capa aislante para reducir las pérdidas, calculándose de forma análoga al apartado anterior:

$$q_{ais} := (A_{ais1} - A_{ais2}) \cdot H_t \cdot C_{p_{ais}} \cdot \rho_{ais} \cdot [T_{ais} - (T_o + 5K)]$$

Siendo:

- $C_{p_{ais}}$ , el calor específico del aislante: 1756 J/kg·K
- $\rho_{ais}$ , la densidad del aislante: 1150kg/m<sup>3</sup>.

Nota: se ha considerado una temperatura del aislante como la media entre la temperatura ambiente y la del tanque.

### *Pérdidas por almacenamiento: recubrimiento del tanque*

El tanque de almacenamiento también cuenta con una capa de recubrimiento que almacena energía; por lo que, las pérdidas se evaluarán como:

$$q_{re} := (A_{re1} - A_{re2}) \cdot H_t \cdot C_{p_{re}} \cdot \rho_{re} \cdot [T_{ais} - (T_o + 5K)]$$

Siendo:

- $C_{p_{re}}$ , el calor específico del recubrimiento: 2090 J/kg·K
- $\rho_{re}$ , la densidad del recubrimiento: 900kg/m<sup>3</sup>.

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos:

Mes	$q_{acero}$ (J)	$q_{ais}$ (J)	$q_{re}$ (J)	$q_{total}$ (J)
<b>Enero</b>	3,36E+09	2,12E+06	2,03E+05	3,37E+09
<b>Febrero</b>	4,20E+09	3,71E+06	3,55E+05	4,21E+09
<b>Marzo</b>	8,51E+09	1,19E+07	1,14E+06	8,52E+09
<b>Abril</b>	7,87E+09	1,07E+07	1,02E+06	7,88E+09
<b>Mayo</b>	7,04E+09	9,07E+06	8,69E+05	7,05E+09
<b>Junio</b>	6,23E+09	7,56E+06	7,23E+05	6,24E+09
<b>Julio</b>	1,08E+10	1,61E+07	1,54E+06	1,08E+10
<b>Agosto</b>	1,06E+10	1,59E+07	1,52E+06	1,07E+10
<b>Septiembre</b>	1,01E+10	1,48E+07	1,42E+06	1,01E+10
<b>Octubre</b>	6,14E+09	7,38E+06	7,07E+05	6,15E+09
<b>Noviembre</b>	6,01E+09	7,13E+06	6,83E+05	6,02E+09
<b>Diciembre</b>	2,80E+09	1,06E+06	1,01E+05	2,80E+09
<b>Media anual</b>	6,71E+09	8,46E+06	8,10E+05	6,72E+09

Figura 50: Variación mensual de la acumulación de energía



A continuación, se muestran gráficamente los resultados, con las pérdidas por almacenamiento en el acero y pérdidas totales en el eje secundario:

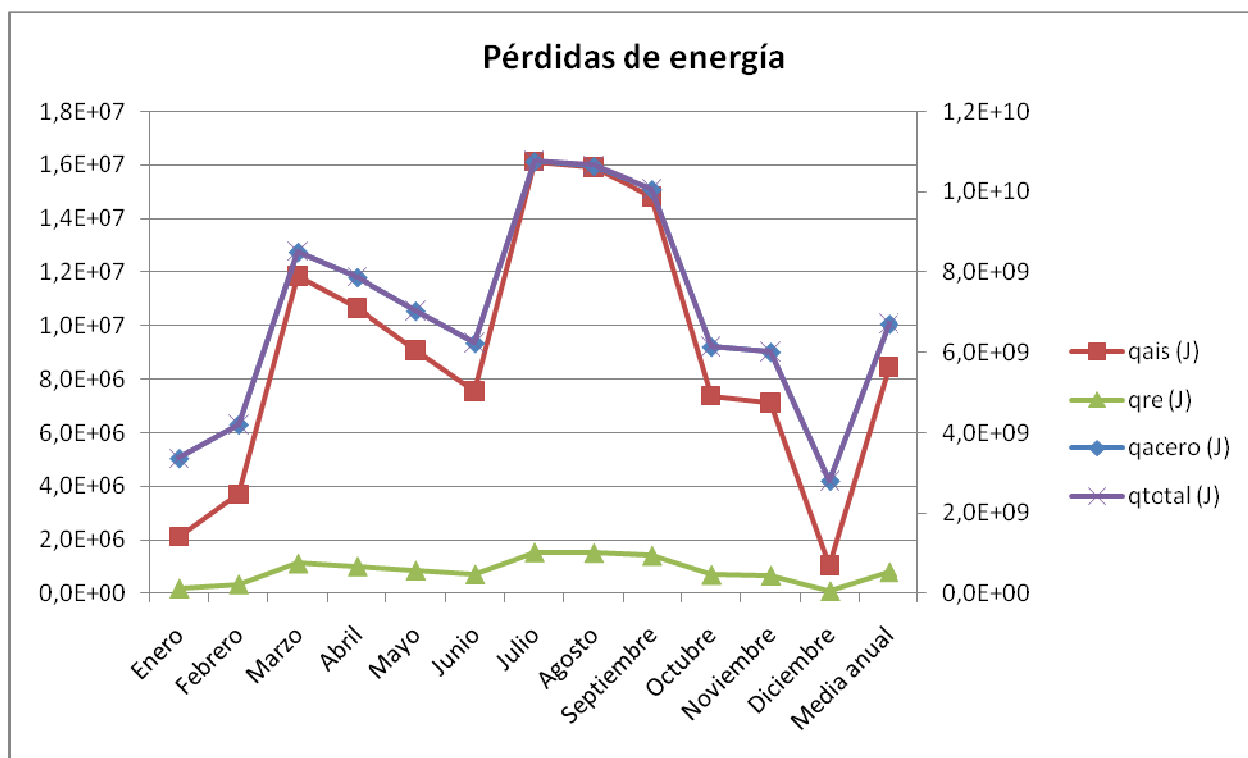


Figura 51: Variación mensual de las pérdidas de energía

Tal y como se muestra gráficamente, las pérdidas por almacenamiento en el acero son las más importantes, siendo el almacenamiento en el recubrimiento y en el aislante despreciables.

## **CAPÍTULO 6: ÁREA DE COLECTORES CONSIDERANDO PÉRDIDAS**

## 6.-ÁREA DE COLECTORES CONSIDERANDO PÉRDIDAS

Una vez se han evaluado todas las pérdidas de energía de la instalación solar consideradas, puede calcularse el área de colectores necesaria para satisfacer una fracción solar del 60% en condiciones reales de funcionamiento de la instalación.

El sistema de ecuaciones a resolver para cada mes del año será:

$$\overrightarrow{[m12Cp1 \cdot (Tco3 - Tci3)]} = \overrightarrow{\left[ R \cdot Acof \cdot (a0) - N_p \cdot UA \cdot \left( \frac{Tco3 + Tci3}{2} - T_o \right) - Q_{rad} \cdot N_p \right]}$$

$$q_{ptub1} = \overrightarrow{[m12Cp1 \cdot (Tco3 - Tint_e)]}$$

$$q_{ptub2} = \overrightarrow{[m12Cp1 \cdot (Tint_s - Tci3)]}$$

$$\overrightarrow{[m12Cp1 \cdot (Tint_e - Tint_s)]} = \overrightarrow{[m22Cp2 \cdot (Tico3 - Tici3)]}$$

$$\epsilon_{ic} = \frac{\overrightarrow{m22Cp2 \cdot (Tico3 - Tici3)}}{Cmin2 \cdot (Tint_e - Tici3)}$$

$$\overrightarrow{[m22Cp2 \cdot (Tico3 - Tici3)]} = \overrightarrow{\left[ mcons \cdot Cpcons \cdot (Tcons3 - Tred) + q_{tan} + \frac{q_{tcomp}}{hsol \cdot diames} \right]}$$

$$f3 = \frac{\overrightarrow{Tcons3 - Tred}}{Tsum - Tred}$$

$$Tt3 = \frac{\overrightarrow{Tico3 \cdot m22 + Tred \cdot mcons}}{m22 + mcons}$$

$$Et = \frac{\overrightarrow{Tcons3 - Tt3}}{Tico3 - Tt3}$$

Si resolvemos el sistema de ecuaciones anterior, considerando las pérdidas calculadas, para el área de colectores estimado ( $40,4\text{m}^2$ ) obtenemos los siguientes resultados:

Mes	Tco3 (°C)	Tci3 (°C)	Tico3 (°C)	Tcons3 (°C)	Tt3 (°C)	Tici3 (°C)	Tred (°C)
Enero	22,11	16,84	15,63	14,33	13,04	9,14	8
Febrero	24,27	18,04	16,61	15,18	13,75	8,96	8
Marzo	37,16	26,89	24,53	22,20	19,86	11,90	10
Abril	43,90	32,90	30,37	27,30	24,22	16,84	12
Mayo	44,29	34,50	32,25	29,29	26,33	20,21	14
Junio	52,07	41,61	39,20	35,67	32,14	26,34	17
Julio	59,15	46,65	43,78	40,29	36,80	28,42	20
Agosto	50,82	40,84	38,55	35,94	33,33	26,29	19
Septiembre	49,26	37,71	35,06	32,39	29,72	20,87	17
Octubre	36,93	28,78	26,91	24,82	22,73	16,89	13
Noviembre	27,82	20,22	18,48	17,12	15,77	9,15	10
Diciembre	19,98	15,50	14,47	13,40	12,32	8,95	8
Media anual	38,95	29,95	27,89	25,54	23,19	16,82	13

Figura 52: Variación mensual de temperaturas

Mes	f3	Qco3 (W)	Qsum3 (W)	Qd (W)	$\eta_{co3}$
Enero	0,12	6133	3066	25180	0,67
Febrero	0,14	7240	3383	24500	0,67
Marzo	0,24	11942	5463	22400	0,68
Abril	0,32	12787	7272	22820	0,68
Mayo	0,33	11384	6935	20870	0,68
Junio	0,43	12160	8227	18940	0,68
Julio	0,51	14521	7966	15700	0,68
Agosto	0,41	11592	5837	14130	0,68
Septiembre	0,36	13418	6108	17070	0,70
Octubre	0,25	9471	4795	19060	0,69
Noviembre	0,14	8826	3169	22240	0,70
Diciembre	0,10	5217	2530	24380	0,66
Media anual	0,27	10459	5468	20500	0,68

Figura 53: Variación mensual de rendimiento y fracción solar

A continuación, se muestran los resultados gráficamente:

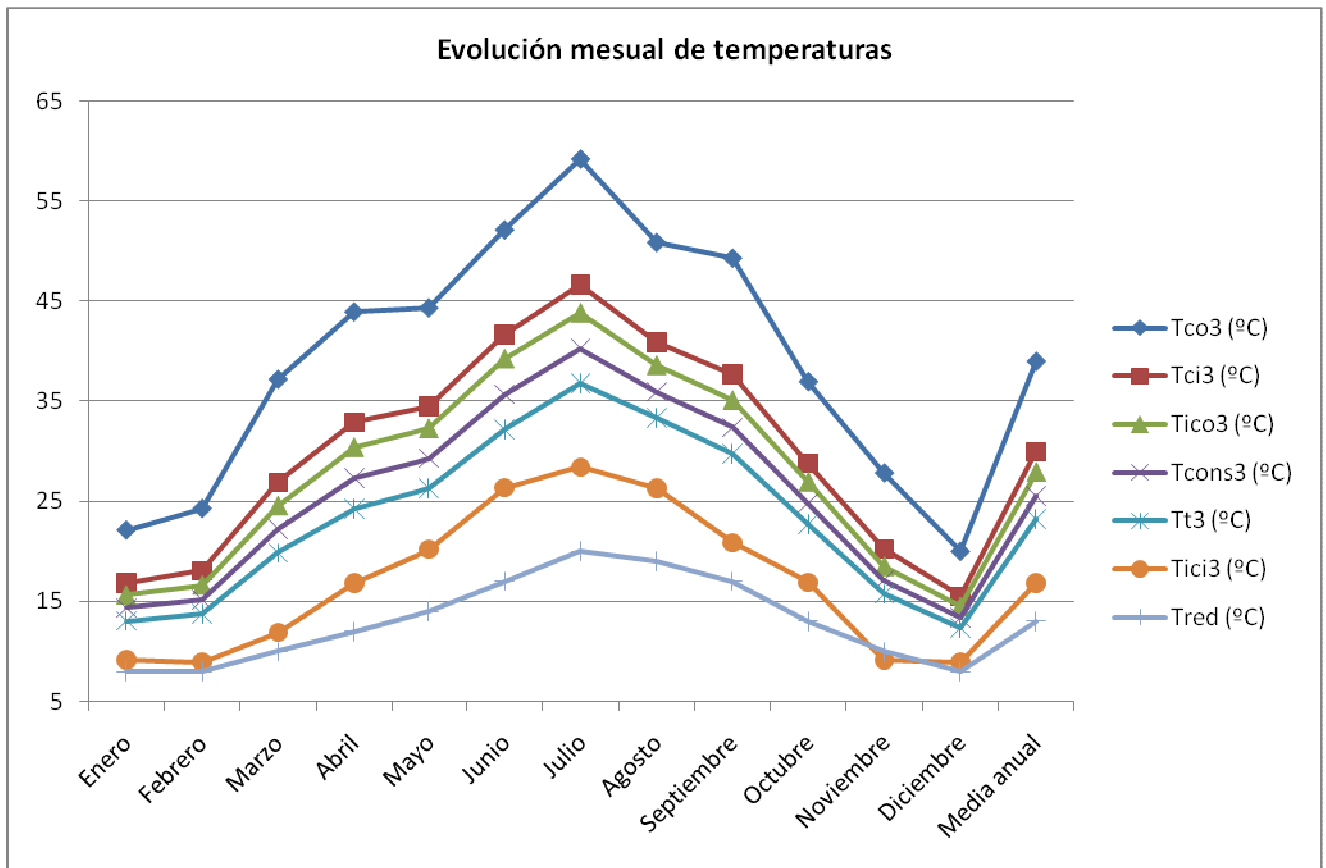


Figura 54: Variación mensual de temperaturas

Si comparamos la gráfica anterior, con la gráfica obtenida en el apartado de cálculo de la fracción solar con un área de colectores de 40,4 m<sup>2</sup>, se observa una disminución importante de todas las temperaturas a lo largo del año.

Cabe destacar que durante el mes de noviembre, la temperatura de red es de 10°C y la temperatura a la salida del tanque para entrar al cambiador de calor es de 9,15°C. Este resultado no tiene sentido físico; ya que la temperatura de red siempre será la menor de la instalación solar.

Esto ocurriría si realizáramos el diseño sin tener en cuenta las pérdidas, pero no ocurrirá al diseñar la instalación detalladamente.

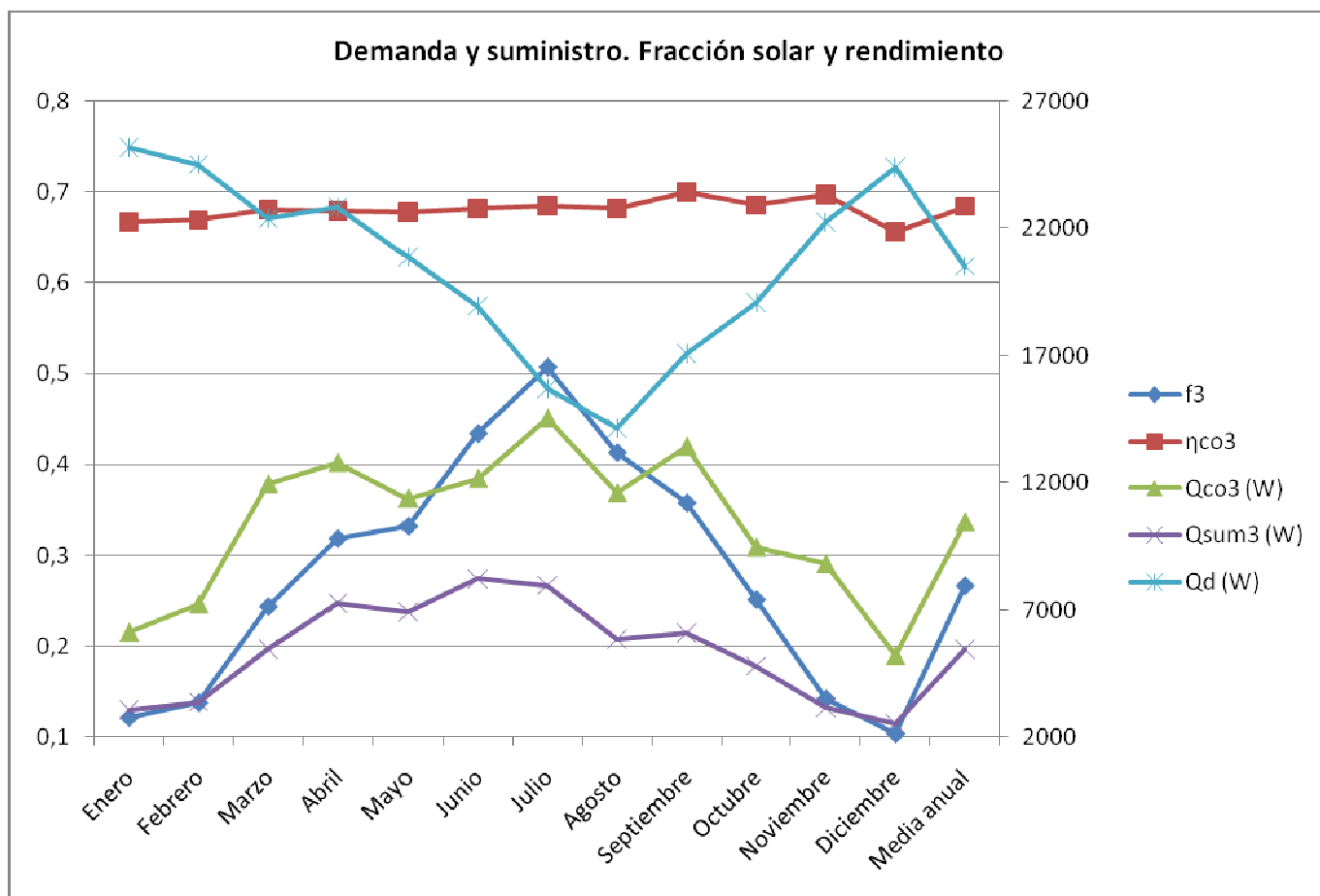


Figura 55: Variación mensual de rendimiento y fracción solar

Según se muestra en el gráfico anterior, la fracción solar disminuye considerablemente al considerar las pérdidas de la instalación solar, siendo la fracción solar anual un 27%; por lo que, no se cumplirían los criterios de diseño de la normativa que exigen una cobertura del 60%.

Puede observarse como al considerar las pérdidas, la potencia térmica suministrada por los colectores y la potencia térmica final suministrada por la instalación solar son significativamente diferentes, debido al efecto de las pérdidas.

Cabe destacar que el rendimiento de los colectores a lo largo del año se mantiene aproximadamente constante entre 0,67 y 0,7.

También hay que señalar el efecto de la demanda de ACS, siendo variable a lo largo del año, y cuyo valor mínimo se alcanza en los meses de verano, justo cuando la radiación y el aporte solar son mayores.

Puesto que la fracción solar no cumple los criterios de diseño, es necesario aumentar el área de captación hasta conseguir una fracción solar anual que alcance el 60%. Para ello, se realizará un proceso iterativo hasta cumplir con esta limitación.

## 6.1.-CÁLCULO DEL ÁREA DE COLECTORES PARA $F > 0.6$

Tal y como se indicó en el apartado anterior, se realizará un procedimiento iterativo hasta alcanzar una fracción solar mínima que sea capaz de cubrir el 60% de la demanda.

El procedimiento de cálculo y las ecuaciones a resolver son idénticas al apartado anterior; por lo que, a continuación, se exponen los resultados obtenidos. El área obtenida fue de 80.8 m<sup>2</sup>.

Mes	Tco3 (°C)	Tci3 (°C)	Tico3 (°C)	Tcons3 (°C)	Tt3 (°C)	Tici3 (°C)	Tred (°C)
Enero	37,55	28,53	26,46	23,33	20,20	15,36	8
Febrero	41,90	31,46	29,07	25,56	22,06	16,24	8
Marzo	65,97	49,03	45,14	39,49	33,84	24,31	10
Abril	74,47	56,14	51,92	45,24	38,56	29,37	12
Mayo	72,69	56,27	52,50	46,26	40,01	32,31	14
Junio	82,66	65,20	61,18	54,16	47,14	39,70	17
Julio	96,58	76,12	71,42	63,88	56,33	46,26	20
Agosto	83,21	66,92	63,17	57,27	51,37	43,13	19
Septiembre	84,87	65,70	61,29	54,74	48,19	37,71	17
Octubre	61,72	48,18	45,07	40,26	35,44	28,43	13
Noviembre	50,73	37,86	34,90	30,92	26,93	19,07	10
Diciembre	33,17	25,55	23,80	21,18	18,56	14,42	8
Media anual	65,45	50,42	46,97	41,61	36,24	28,49	13

Figura 56: Variación mensual de temperaturas

Mes	f3	Qco3 (W)	Qsum3 (W)	Qd (W)	$\eta_{co3}$
Enero	0,29	10489	7422	25180	0,57
Febrero	0,34	12130	8273	24500	0,56
Marzo	0,59	19688	13209	22400	0,56
Abril	0,69	21318	15803	22820	0,57
Mayo	0,70	19082	14633	20870	0,57
Junio	0,86	20303	16370	18940	0,57
Julio	1,10	23778	17223	15700	0,56
Agosto	0,93	18942	13187	14130	0,56
Septiembre	0,88	22289	14980	17070	0,58
Octubre	0,58	15733	11057	19060	0,57
Noviembre	0,42	14963	9305	22240	0,59
Diciembre	0,25	8865	6178	24380	0,56
Media anual	0,61	17468	12477	20500	0,57

Figura 57: Variación mensual rendimiento y fracción solar

A continuación, se muestran los resultados gráficamente:

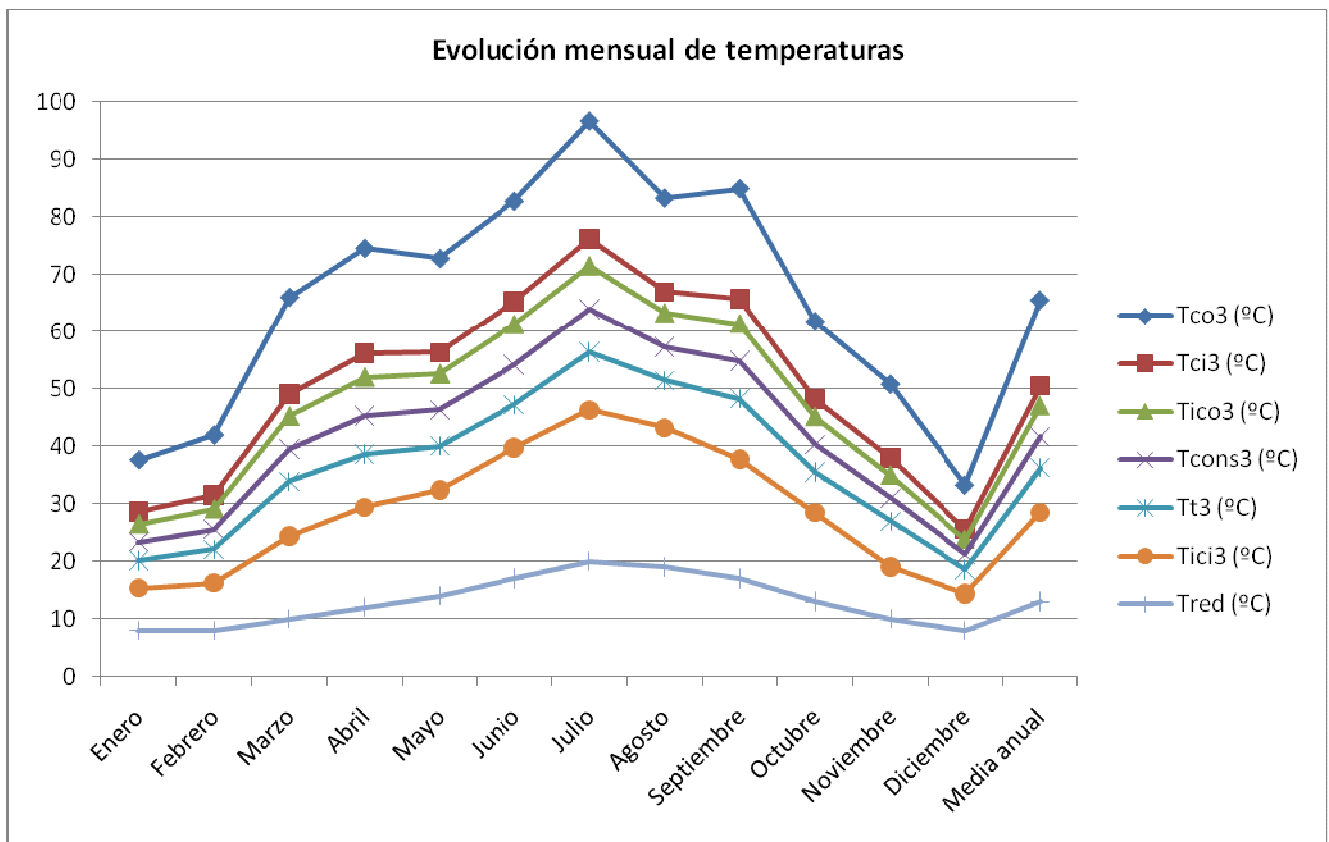


Figura 58: Variación mensual temperaturas

Como se puede observar, al aumentar el área de colectores, aumentan las temperaturas. Este aumento tiene mayor envergadura en los meses de verano que en los meses de invierno, siendo mayor también la diferencia de temperatura entre los meses de verano e invierno.

Tal y como se anticipó en el apartado anterior, la temperatura de red es la más baja de la instalación solar; por lo que la instalación entrará en funcionamiento todos los meses del año; ya que se han utilizado valores medios mensuales. Habrá días del año en los cuales la instalación no entre en funcionamiento, debido a que la radiación incidente será menor que la media mensual considerada o a que las pérdidas son tales que no permiten a la instalación entrar en funcionamiento.

Es importante destacar que la temperatura máxima se alcanza durante el mes de Julio y tiene un valor cercano a los 100°C.



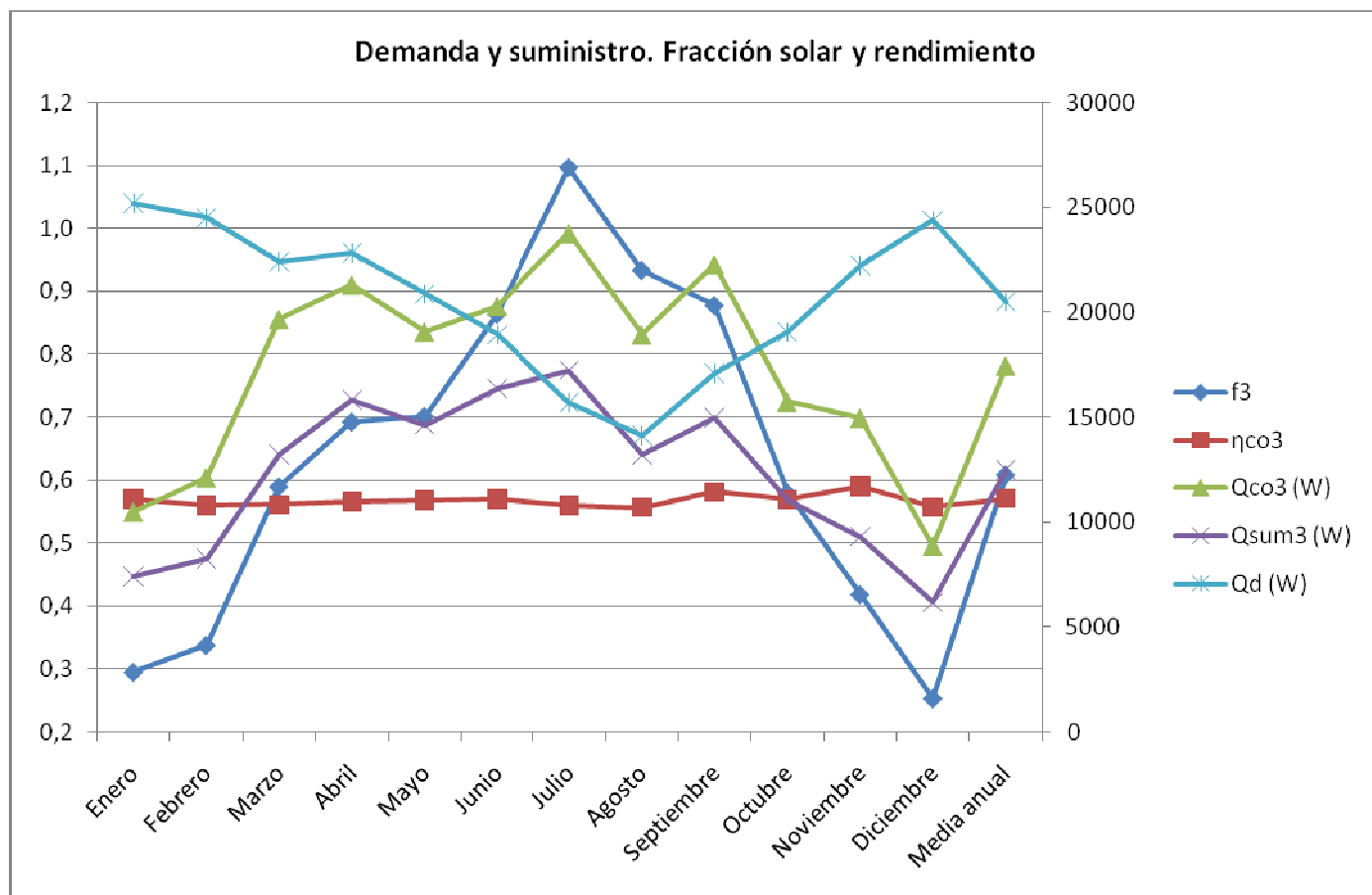


Figura 59: Variación mensual de rendimiento y fracción solar

En la gráfica anterior, puede comprobarse como se ha alcanzado una fracción solar media anual del 60%. Esto se consigue aumentando el área de colectores hasta **80,8 m<sup>2</sup>** o lo que es lo mismo 40 paneles solares. Diciembre es el mes con menor aporte solar, con un valor que apenas llega al 25%. Sin embargo, durante el mes de Julio la fracción solar alcanza el 109,7%; a punto de sobrepasar el límite del 110%; por lo que si se aumentara el área de colectores, se debería instalar un disipador térmico que evacúe el excedente de energía durante los meses de verano.

El desfase entre la potencia térmica suministrada y la potencia térmica en los colectores viene determinada por las pérdidas en la instalación.

El rendimiento de los colectores se mantiene muy estable a lo largo del año, con valores cercanos al 60%.

## **CAPÍTULO 7: DISEÑO DE EQUIPOS AUXILIARES**

## **7.-DISEÑO DE EQUIPOS AUXILIARES**

### **7.1.-DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR**

El intercambiador de calor empleado en este tipo de instalaciones, es de placas. Un cambiador de placas, consiste en varias placas metálicas que sirven como superficies de transferencia de calor y que están montadas sobre un bastidor formado por una barra riel y dos placas gruesas que sirven de extremos al paquete.

Las placas, para la mayor parte de las aplicaciones, están construidas de acero inoxidable y se diseñan corrugadas para provocar la turbulencia en los fluidos y romper la película aislante estacionaria de los fluidos que circulan por el equipo. Entre estas placas se ponen juntas de elastómeros sintéticos que separan las placas entre sí, dejando libre el espacio por el que circulan los fluidos.

Las principales ventajas de los intercambiadores de calor de placas son:

- Coeficientes de transferencia de calor muy altos en ambos lados del intercambiador.
- Facilidad de inspección de ambos lados del cambiador.
- Facilidad de limpieza.
- Facilidad para disminuir o incrementar el área de transferencia de calor.
- Ocupan poco espacio, en relación a otros tipos de intercambiadores.
- Bajo costo, especialmente cuando se tienen que construir de metales caros.

Las hipótesis que vamos a utilizar para el estudio son:

- El intercambiador de calor opera en condiciones estacionarias.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante a lo largo de todo el intercambiador. Esto no es rigurosamente cierto, ya que las propiedades de los fluidos dependen de la temperatura, pero por simplificar, y ya que no conocemos la temperatura del fluido en cada punto vamos a considerar que cada fluido se encuentra a la temperatura media de entrada de salida.

- Las temperaturas y velocidades de los fluidos son uniformes en todo el canal.
- No existe conducción de calor en la dirección del fluido.
- El caudal de fluido está repartido de manera equitativa entre los distintos canales.
- Las pérdidas de calor al exterior son despreciables.

Se utilizan dos aproximaciones para el cálculo. Una primera aproximación es el llamado método de la diferencia de temperaturas efectiva expuesto por Hewitt, mientras que el segundo es el denominado método de la efectividad y del número de unidades de transmisión.

#### *Método de la diferencia efectiva de temperaturas*

El flujo total de calor transferido entre los fluidos frío y caliente al pasar a través de un intercambiador de placas puede expresarse, por el método expuesto por Hewitt, como:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

Donde  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor,  $A$  es el área total de transferencia y  $\Delta T_m$  es la diferencia efectiva de temperatura. El coeficiente  $U$  depende de los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos frío y caliente y está fuertemente influenciado por la forma de las corrugaciones de las placas. Por su parte el valor de  $\Delta T_m$  es función de las temperaturas de los fluidos, las capacidades térmicas, y la configuración del intercambiador.

En cuanto al área de transferencia hay que tener en cuenta el área total de las placas incluyendo las corrugaciones, o bien, el área proyectada. La diferencia entre ambos criterios puede ser de hasta un 50% mayor para el primer caso. Por simplicidad, referiremos  $A$  al área proyectada de modo que vendrá definida por la expresión:

$$A = N \cdot a = N \cdot L \cdot W$$

Donde N es el número de placas útiles para la transferencia de calor que forman el intercambiador,  $a$  es el área proyectada de una única placa, L la altura de las placas (en la dirección del flujo) y W la anchura de las mismas.

Como A es la superficie efectiva de transferencia, tendremos que tener en cuenta que las placas de los extremos no son útiles para la transferencia de calor de manera que no se incluirán a la hora del cálculo del área total. Además los valores de L y W no son los valores de las dimensiones totales sino la altura y anchura efectiva de cada placa, es decir, tan solo tendremos en cuenta el área de cada placa que pone en contacto ambos fluidos. Esto es debido a que en la placa existen diversos orificios de entrada y salida de los fluidos y orificios para el paso de las barras que hacen presión manteniendo juntas las placas y zonas donde los fluidos no están puestos en contacto a través de la propia placa.

El coeficiente global de transferencia de calor viene dado por la expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{K_m} + \frac{1}{h_f} + R_{ce} + R_{ci}}$$

Donde  $h_c$  y  $h_i$  son los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos caliente y frío respectivamente,  $K_m$  es la conductividad térmica del material del que están hechas las placas,  $e$  es el espesor de la placa y  $R_{ce}$  y  $R_{ci}$  son las resistencias térmicas originadas por los contaminantes de los fluidos que se depositan en las dos superficies de las placas. Estas resistencias térmicas de ensuciamiento se generan como consecuencia de que los fluidos pueden transportar contaminantes, y con el paso del tiempo estos se van depositando sobre las superficies. De este modo se va creando una capa entre el fluido y la superficie que va creciendo en espesor generando una resistencia térmica adicional.

Los coeficientes de convección de los fluidos son función de sus propiedades físicas y de la geometría de las placas. Se pueden calcular a partir de correlaciones o bien se pueden obtener de manera aproximada de gráficas como las propuestas por Cooper y Usher (1983), exclusivas para fluidos Newtonianos y placas de pequeño tamaño.

Para el cálculo de los coeficientes de convección resulta apropiado utilizar correlaciones de la forma  $f(Nu, Re, Pr) = 0$ . En el caso que vamos a estudiar es ampliamente utilizada la expresión:

$$Nu = C \cdot Pr^n \cdot Re^m$$

Donde los valores de  $n$ ,  $m$  y  $C$  dependen de las características del flujo.

Tanto para el cálculo del Reynolds como para la obtención de los coeficientes de convección en función de número de Nusselt es necesario el cálculo previo de la longitud característica del canal. Podemos obtenerla por la expresión (también denominada diámetro hidráulico):

$$l_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c} = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot (b + W)} = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot W} = 2 \cdot b$$

$S_c$  = sección transversal del canal.

$P_c$  = perímetro de la sección del canal.

$b$  = ancho del canal o distancia entre placas.

$W$  = Ancho de la placa.

$b \ll W$ .

Para el cálculo de la diferencia efectiva haremos uso de la temperatura media logarítmica, que viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos:

$$\Delta T_m = \Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)}$$

Donde:

$T_{ce}$  = temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_{cs}$  = temperatura de salida del fluido caliente.

$T_{fe}$  = temperatura de entrada del fluido frío.

$T_{fs}$  = temperatura de salida del fluido frío.

### *Efectividad y número de unidades de transmisión*

La transferencia de calor a lo largo del cambiador puede expresarse como:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot (\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})$$

Este método consiste en determinar el intercambio de calor por cada grado de diferencia de temperatura. Para ello usamos el parámetro adimensional NTU (número de unidades de transmisión) que se define como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min}}$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q} &= \varepsilon \cdot (\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \\ \dot{Q} &= (\dot{m} \cdot C_p)_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \\ \dot{Q} &= (\dot{m} \cdot C_p)_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \end{aligned} \right\} \rightarrow \begin{cases} (\dot{m} \cdot C_p)_f = (\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \rightarrow \varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = P \\ (\dot{m} \cdot C_p)_c = (\dot{m} \cdot C_p)_{\min} \rightarrow \varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = R \cdot P \end{cases}$$

Definiendo:

$$C_R = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min}}{(\dot{m} \cdot C_p)_{\max}}$$

Y definiendo NTU como:

$$NTU_{\min} = \frac{\ln \left( \frac{1 - C_R \cdot \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)}{1 - C_R}$$

### Pérdida de carga

En el diseño mecánico de cualquier intercambiador la pérdida de carga es decisiva, ya que determina la potencia y el consumo de energía en los motores de las bombas que impulsan los fluidos y por tanto influye en la inversión, en los costes de operación y en el mantenimiento del sistema de bombeo. El cálculo de la caída de presión puede hacerse mediante la expresión:

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{l_c} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Donde  $f$  es el denominado factor de fricción y que puede calcularse bien a partir de tablas o bien a partir de la ecuación de Shah y Focke que presenta la forma:

$$f = C \cdot Re^m$$

Las constantes  $C$  y  $m$  son función del número de Reynolds y dependiendo del rango en el que nos encontremos presentan los valores siguientes:

	C	M
Re<10	17	-1
10<Re<101	6,29	-0,57
101<Re<855	1,141	-0,2
Re>855	0,581	-0,1

Figura 60: Variación C y M en función del número de Reynolds

Como se puede observar de la definición de  $\Delta P$  y  $f$  ambos parámetros aumentan cuanto menor es la longitud característica. Es decir, cuanto menor es la distancia entre placas la caída de presión es mayor. También se observa que la caída de presión aumenta con la velocidad del fluido o lo que es lo mismo, aumenta cuanto menor es el número de canales. Por tanto para un caudal dado, habrá que llegar a un compromiso entre el número de canales y la velocidad de paso.

La pérdida de carga no puede ser demasiado elevada, por lo que dependiendo de la aplicación y sus características tendremos valores máximos permitidos. Para valores superiores no es rentable el uso del intercambiador.



### 7.1.1.-RESULTADOS

Tras la introducción teórica, a continuación se muestran los resultados del diseño del intercambiador de placas para el modelo elegido.

$a=0,032\text{m}^2$ , es el área de intercambio por placa.

$b=3\text{mm}$ , es la distancia entre placas.

$H_p=0,519\text{m}$ , es la altura de la placa.

$w_p=0,18\text{m}$ , es el ancho de la placa.

$e_p=0,6\text{mm}$ , es el espesor de la placa.

$K_{Ac}=15\text{W/m}\cdot\text{K}$ , es la conductividad térmica del acero inoxidable.

$$A_p=H_p\cdot w_p=0,093\text{m}^2$$

$$L_c=2\cdot b=6\text{mm}$$

$$S_{1\text{canal}}=b\cdot w_p=5,4\cdot 10^{-4}\text{m}^2$$

$$C_R=0,813$$

$$\epsilon_{ic}=0,5$$

$$NTU_{\min}=0,917$$

$$R_{\text{cont}}=5\cdot 10^{-5}\text{m}^2\cdot\text{K/W}$$

Para poder diseñar el cambiador de placas, es necesario estimar un número de placas; realizando un cálculo iterativo hasta la resolución de las ecuaciones.

$$A_{\text{int}}(np) := A_p \cdot np$$

$$S(np) := \frac{(np + 1)}{2} \cdot S_{1\text{canal}}$$

$$v_f(np) := \frac{\frac{m2}{\rho2}}{S(np)}$$

$$v_c(np) := \frac{\frac{m1}{\rho1}}{S(np)}$$

$$Re_f(np) := \frac{\rho2 \cdot v_f(np) \cdot l_c}{\mu2}$$

$$Re_c(np) := \frac{\rho \cdot v_c(np) \cdot l_c}{\mu1}$$

$$Nu_f(np) := 0.4 Re_f(np)^{0.64}$$

$$Nu_c(np) := 0.4 Re_c(np)^{0.64}$$

$$h_c(np) := \frac{Nu_c(np) \cdot k1}{l_c}$$

$$h_f(np) := \frac{Nu_f(np) \cdot k2}{l_c}$$

Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor viene determinado por:

$$U(np) := \frac{1}{\frac{1}{h_f(np)} + \frac{1}{h_c(np)} + \frac{e_p}{k_{Ac}} + R_{cont}}$$

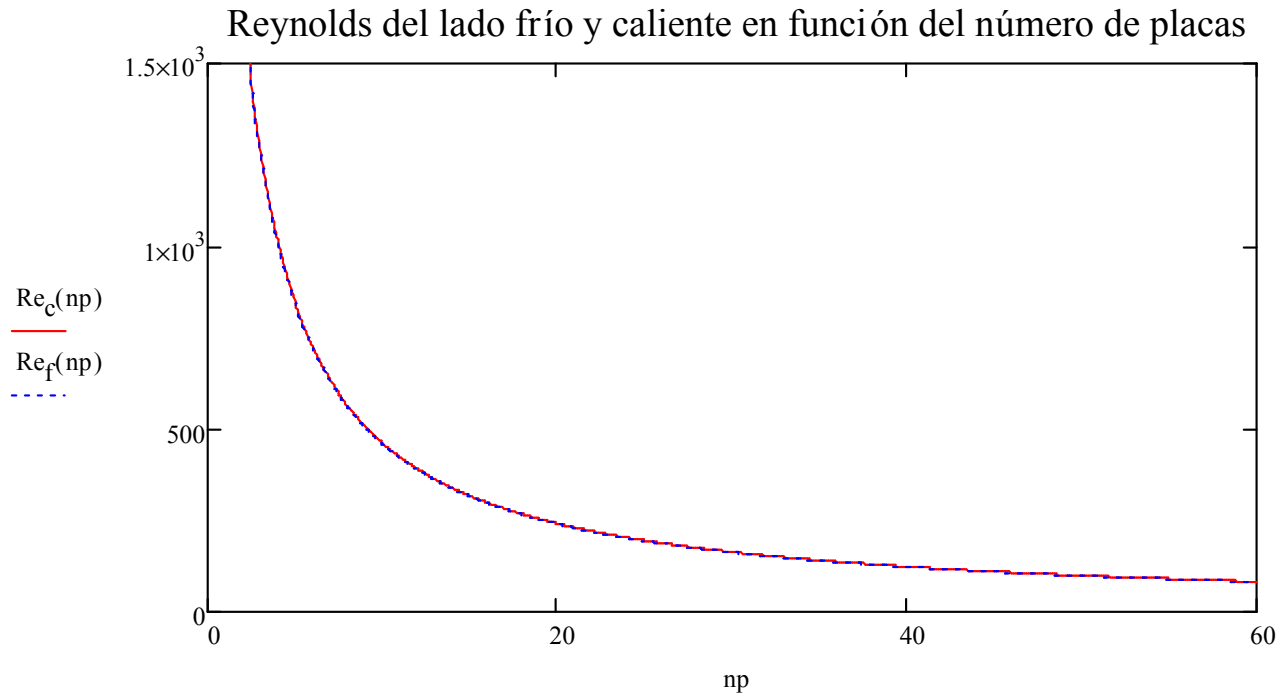


Figura 61: Número de Reynolds en función del número de placas

En la gráfica anterior puede observarse la dependencia del número de Reynolds del lado frío y caliente con el número de placas. Según se muestra, un aumento del número de placas, produce una disminución del número de Reynolds tanto del lado caliente como del lado frío para valores del número de placas menores a 30; a partir de dicho valor, estos parámetros se mantienen aproximadamente constantes.

A continuación, se muestra la dependencia con el número de placas de los coeficientes convectivos del lado caliente y del lado frío junto con el coeficiente global de transferencia de calor:

## Coeficientes de convección y coeficiente global VS np

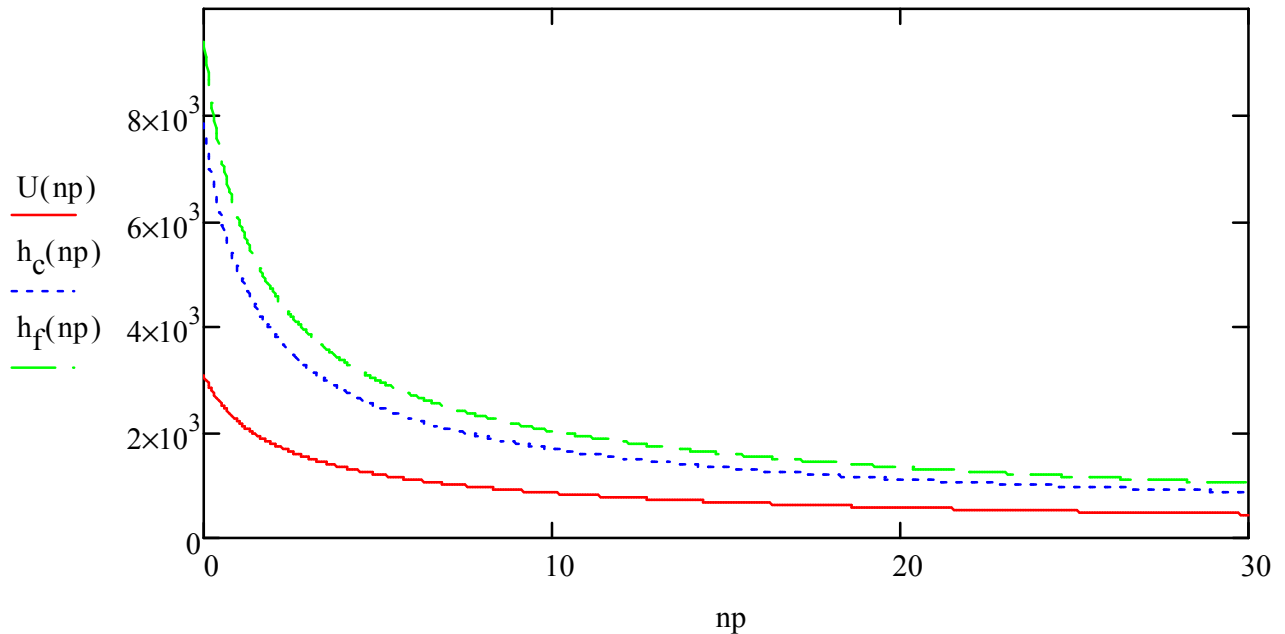


Figura 62: Coeficientes de convección en función del número de placas

Se demuestra que el coeficiente de convección del lado frío es mayor para cualquier número de placas que el coeficiente de convección del lado caliente, y a su vez del coeficiente global de transferencia de calor. Elevar el número de placas, supone una disminución de los parámetros anteriores a bajos números de placas; manteniéndose prácticamente constante a partir de 10 placas aproximadamente.

Realizando el cálculo iterativo hasta que el  $NTU_{\min}$  se iguale a  $U \cdot A / C_{\min}$ , se obtiene un número de placas útiles igual a 12.

Siendo el número de placas 12, el Reynolds del lado frío será 388,86; mientras que del lado caliente será 391,09. Ahora podemos calcular el factor de fricción de ambos lados, y con ello la pérdida de carga:

$$m_c = -0.2$$

$$m_f = -0.2$$

$$C_c = 1.141$$

$$C_f = 1.141$$

$$f_c := C_c \cdot \text{Re}_c(12)^{m_c} = 0.346$$

$$f_f := C_f \cdot \text{Re}_f(12)^{m_f} = 0.346$$

$$\Delta P_c := 4 \cdot f_c \cdot \frac{H_p}{l_c} \cdot \frac{\rho_1 \cdot v_c(12)^2}{2} = 245.938 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_f := 4 \cdot f_f \cdot \frac{H_p}{l_c} \cdot \frac{\rho_2 \cdot v_f(12)^2}{2} = 249.552 \text{ Pa}$$

$$\Delta T1 := (\overrightarrow{Tco3 - Tico3})$$

$$Q1 := [\overrightarrow{m12 \cdot Cp1 \cdot (Tco3 - Tci3)}]$$

$$\Delta T2 := (\overrightarrow{Tci3 - Tici3})$$

$$Q2 := [\overrightarrow{m22 \cdot Cp2 \cdot (Tico3 - Tici3)}]$$

$$\Delta T_{ml} := \frac{\overrightarrow{\Delta T1 - \Delta T2}}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

$$Q := \left( \overrightarrow{U(12) \cdot A_{int}(12) \cdot \Delta T_{ml}} \right)$$

### Fractor de fricción en función del número de placas

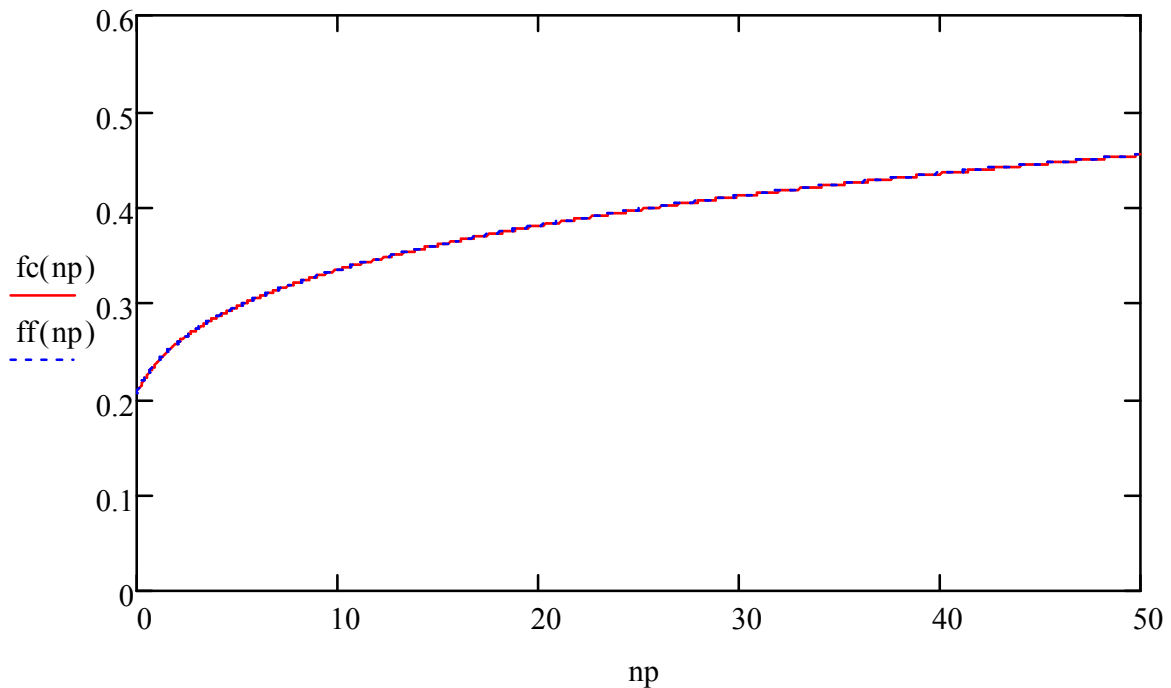


Figura 63: Factor de fricción en función del número de placas

El factor de fricción tanto del lado frío como del lado caliente, crece a medida que aumenta el número de placas. Este aumento es más significativo a número de placas bajos.

Para un número de placa igual a 12, tanto el factor de fricción del lado frío como del lado caliente es 0,346; calculándose la pérdida de carga de ambos lados. Esta pérdida de carga resulta ser de 246 Pa y 250 Pa; para el lado caliente y frío respectivamente.

La potencia térmica intercambiada entre ambos fluidos puede calcularse por 3 vías: mediante el incremento de temperatura en el lado frío, mediante el descenso de temperatura del lado caliente y mediante el parámetro  $U \cdot A$  calculado anteriormente.

A continuación, se muestra el resultado de evaluar estas 3 alternativas:

Mes	$\Delta T_1$ [K]	$\Delta T_2$ [K]	$\Delta T_{ml}$ [K]	Q [W]	$Q_1$ [W]	$Q_2$ [W]
Enero	11,10	13,17	12,10	10435	10489	10484
Febrero	12,83	15,23	13,99	12068	12130	12124
Marzo	20,83	24,72	22,72	19591	19688	19682
Abril	22,55	26,77	24,60	21214	21318	21313
Mayo	20,19	23,96	22,02	18989	19082	19077
Junio	21,48	25,50	23,43	20205	20303	20299
Julio	25,16	29,86	27,44	23664	23778	23774
Agosto	20,04	23,79	21,86	18850	18942	18938
Septiembre	23,58	27,99	25,72	22181	22289	22285
Octubre	16,64	19,75	18,15	15655	15733	15728
Noviembre	15,83	18,79	17,27	14889	14963	14958
Diciembre	9,38	11,13	10,23	8819	8865	8860
Media anual	18,48	21,93	20,16	17383	17468	17464

Figura 64: Diferencia de temperaturas en el intercambiador de calor a lo largo del año

Los resultados obtenidos reflejan que las 3 vías de cálculo son adecuadas; ya que la variación entre ellas es muy pequeña. También se observa un aumento de la potencia térmica intercambiada durante los meses de verano.

## **7.2.-DISEÑO DE LA BOMBA DEL CIRCUITO PRIMARIO**

En la instalación tendrán lugar pérdidas de carga en el circuito primario debido a la resistencia que opone el fluido a la circulación por los componentes.

Las pérdidas de carga más significativas se concentrarán en las *tuberías que conectan la instalación, los colectores solares y el intercambiador de calor.*

La pérdida de carga debida a la circulación del fluido por las tuberías, se calcularán como se muestra a continuación:

En primer lugar, es necesario calcular el número de Reynolds del fluido que circula por las tuberías del circuito primario para poder calcular el factor de fricción, conocida la rugosidad y el diámetro de la tubería, mediante la ecuación de Chen o gráfico de Moody.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{2.51}{Re_{tub2} \cdot \sqrt{f}} - \frac{\frac{\epsilon_{cu}}{D_t}}{3.71} \right)$$

El factor de fricción asociado al flujo del fluido en el circuito primario que se obtiene es de 0,02. Calculado este parámetro, calcularemos la altura equivalente y la pérdida de carga para la tubería:

$$h_{ct} := f \cdot \frac{L_t}{D_t} \cdot \frac{(v_c(12) \cdot n_p)^2}{2 \cdot g} = 9.207 \text{ m}$$
$$\Delta P_{tub} := \rho \cdot h_{ct} \cdot g = 9.078 \times 10^4 \text{ Pa}$$

La pérdida de carga asociada a la circulación por las tuberías es de unos 91 KPa.

El circuito primario constará de elementos de unión, como los codos, que supondrán una pérdida de carga en el fluido. Se considerarán 20 codos en el circuito primario, calculándose la pérdida de carga de la siguiente forma:

$$K_{\text{codos}} := 0.2$$

$$n_{\text{codos}} := 20$$

$$h_{\text{codos}} := n_{\text{codos}} \cdot K_{\text{codos}} \cdot \frac{(v_c(12) \cdot n_p)^2}{2 \cdot g} = 0.361 \text{ m}$$

$$\Delta P_{\text{codos}} := \rho \cdot h_{\text{codos}} \cdot g = 3.557 \times 10^3 \text{ Pa}$$

La pérdida de carga debida a la instalación de 20 codos será de unos 3,6 KPa.

La pérdida de carga en los colectores solares se calculará mediante la información aportada por el fabricante. En este caso, el fabricante adjunta una gráfica que relaciona el caudal de circulación con la pérdida de carga:

#### PÉRDIDA DE CARGA CAPTADOR HR 2.02 4V

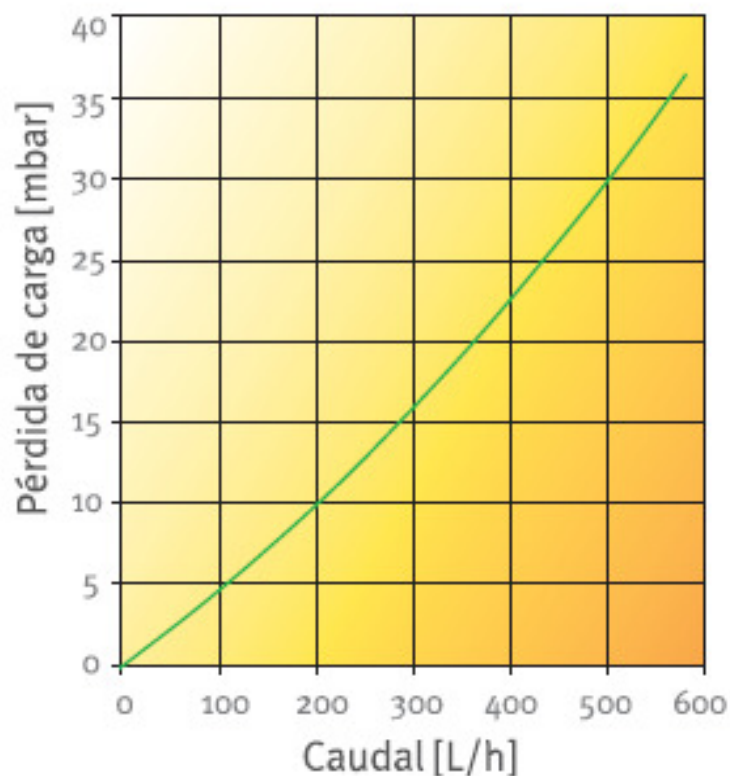


Figura 65: Pérdida de carga del colector en función del caudal

El caudal que circula por un colector solar es de 20,2 L/h; por lo que la pérdida de carga es de unos 1,01 mbar.

La pérdida de carga total en el circuito primario será:

$$\Delta P_{TOTAL} := \Delta P_{paneles} + \Delta P_c + \Delta P_{tub} + \Delta P_{codos} = 9.468 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Como se puede observar, la pérdida de carga total es de unos 95 KPa, siendo la pérdida de carga en las tuberías la más influyente.

La bomba seleccionada deberá ser capaz de vencer, al menos, la pérdida de carga calculada anteriormente.

Después de realizar una búsqueda en los catálogos de los fabricantes, la bomba seleccionada es del fabricante *Ebara*, modelo *Compact AM/6* de *0,44 kW*.



### **7.3.-DISEÑO DEL VASO DE EXPANSIÓN**

El vaso de expansión se dimensionará de acuerdo a la norma UNE 100155:2004 que regula el dimensionamiento de este tipo de dispositivos.

El sistema de expansión tiene la función de absorber las variaciones de volumen del fluido caloportador contenido en un circuito cerrado al variar su temperatura, manteniendo la presión entre límites preestablecidos e impidiendo, al mismo tiempo, pérdidas y reposiciones de la masa de fluido.

El valor mínimo de la presión se fija teniendo en cuenta los siguientes factores:

- El mantenimiento del punto geométricamente más elevado del sistema una presión mayor que la atmosférica, suficiente no solamente para evitar entradas de aire sino también para favorecer su salida en los puntos dotados de válvula de purga.

- Evitar la eventual formación de vapor de agua en los puntos más elevados de la red.

- La eliminación de la posibilidad de que tengan lugar fenómenos de cavitación en la aspiración de las bombas.

La presión máxima, producida por la expansión del fluido en el circuito cuando se alcance la temperatura más elevada, debe estar limitada a un valor inferior al de la presión máxima de ejercicio menor entre las de todos los aparatos que forman parte del mismo.

El exceso de volumen de fluido en el circuito, resultado del aumento de temperatura del valor mínimo al máximo, debe ser almacenado en su totalidad en el sistema de expansión; cuando la temperatura disminuya, el fluido almacenado será restituido, total o parcialmente, al circuito.

Si no se almacenara el fluido en su totalidad durante la expansión, la renovación periódica del mismo conduciría a un aumento de la concentración de sales y oxígeno.

Las variaciones del volumen de fluido en el circuito provocan variaciones del mismo signo en la presión de ejercicio: a un aumento del volumen corresponde un aumento de la presión y viceversa.

La entidad de la variación de la presión depende del tipo de vaso de expansión. Cuando éste sea de tipo cerrado, las variaciones de la presión son importantes, debido a la necesidad de reducir su volumen. Cuando el

vaso sea de tipo abierto, las variaciones de presión corresponden a las variaciones del nivel de agua en el depósito, que son de modesta entidad en comparación con la presión media reinante en el circuito.

Los sistemas de expansión pueden clasificarse en las siguientes categorías:

*1 Sistemas sin transferencia de masa al exterior del circuito:*

1.1 con vaso de expansión abierto.

1.2 con vaso de expansión cerrado sin membrana.

1.3 con vaso de expansión cerrado con membrana.

*2 Sistemas con transferencia de masa al exterior del circuito:*

2.1 transferencia y recuperación de masa de agua, con depósito de almacenamiento.

2.2 transferencia de masa de gas inerte, con recuperación.

2.3 transferencia de masa de gas inerte, sin recuperación.

2.4 transferencia de masa de aire, con membrana.

*3 Sistemas de presurización por vapor*

Los límites de empleo de los distintos sistemas de expansión son los siguientes:

- Tipo 1.1: para circuitos con fluidos hasta 90 °C.
- Tipo 1.2 con aire comprimido: para circuitos de agua refrigerada.
- Tipo 1.3 con gas inerte: para todas las temperaturas.
- Tipo 1.4: para todas las temperaturas y para circuitos con soluciones de agua y sales.
- Tipo 2: para circuitos con grandes variaciones de volumen de agua y/o cuando se quiera mantener la variación de presión dentro de márgenes estrechos.
- Tipo 3: para circuitos de agua sobrecalentada.

Los dispositivos de seguridad deben proteger un circuito de incrementos de temperatura o presión que lleven la presión de ejercicio por encima de la máxima prevista en proyecto.

En circuito de vapor o de agua a temperatura mayor que la del ambiente, los dispositivos de funcionamiento y seguridad, en orden creciente de intervención, son los siguientes:

- Presostato o termostato de funcionamiento (o sonda de presión o temperatura asociada a un regulador), que regula el suministro de calor del quemador o las resistencias eléctricas en función de la demanda, con acción proporcional o todo-nada.
- Presostato o termostato de seguridad (o sonda), que corta el funcionamiento del dispositivo de suministro de energía térmica cuando se alcance un valor determinado de la presión o temperatura, con acción todo-nada.
- Válvula o tubo de seguridad, que descarga a la atmósfera el exceso de presión provocado por el aumento de la presión o la acción combinada de presión y temperatura (acción proporcional).

Para evitar solapes en el funcionamiento de los tres dispositivos arriba mencionados, el punto de ajuste de cada uno de ellos debe cumplir las siguientes condiciones:

- Entre el límite superior de la banda proporcional (o diferencial) del dispositivo de funcionamiento y el inferior del diferencial de seguridad debe existir un margen de, al menos, 3°C o 0,5 bar.
- Entre el límite superior del diferencial del dispositivo de seguridad y el inferior de la válvula de seguridad debe existir un margen de, al menos, 0,5 bar.

Estas presiones deben estudiarse de acuerdo a las presiones mínima y máxima de trabajo del vaso de expansión.

Los circuitos con vaso de expansión abierto deben dotarse de un hidrómetro y los vasos de expansión cerrados con un manómetro.

### 7.3.1.-COEFICIENTE DE EXPANSIÓN

El coeficiente de expansión del agua entre la temperatura de 4°C, a la que corresponde el volumen específico mínimo, y la temperatura máxima de funcionamiento del sistema puede expresarse teóricamente mediante la siguiente relación, válida hasta 210°C:

$$C_s = \frac{1000}{f(t)} - 1$$

Donde la función de la temperatura del denominador puede expresarse mediante un polinomio de cuarto orden:

$$f(t) = 999,831 - 1,23956 \cdot 10^{-2} \cdot t + 6,00584 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1,97359 \cdot 10^{-3} \cdot t^3 + 4,80021 \cdot 10^{-8} \cdot t^4$$

Con un error porcentual máximo inferior al 1%.

A continuación, se adjunta la representación gráfica de la función anterior:

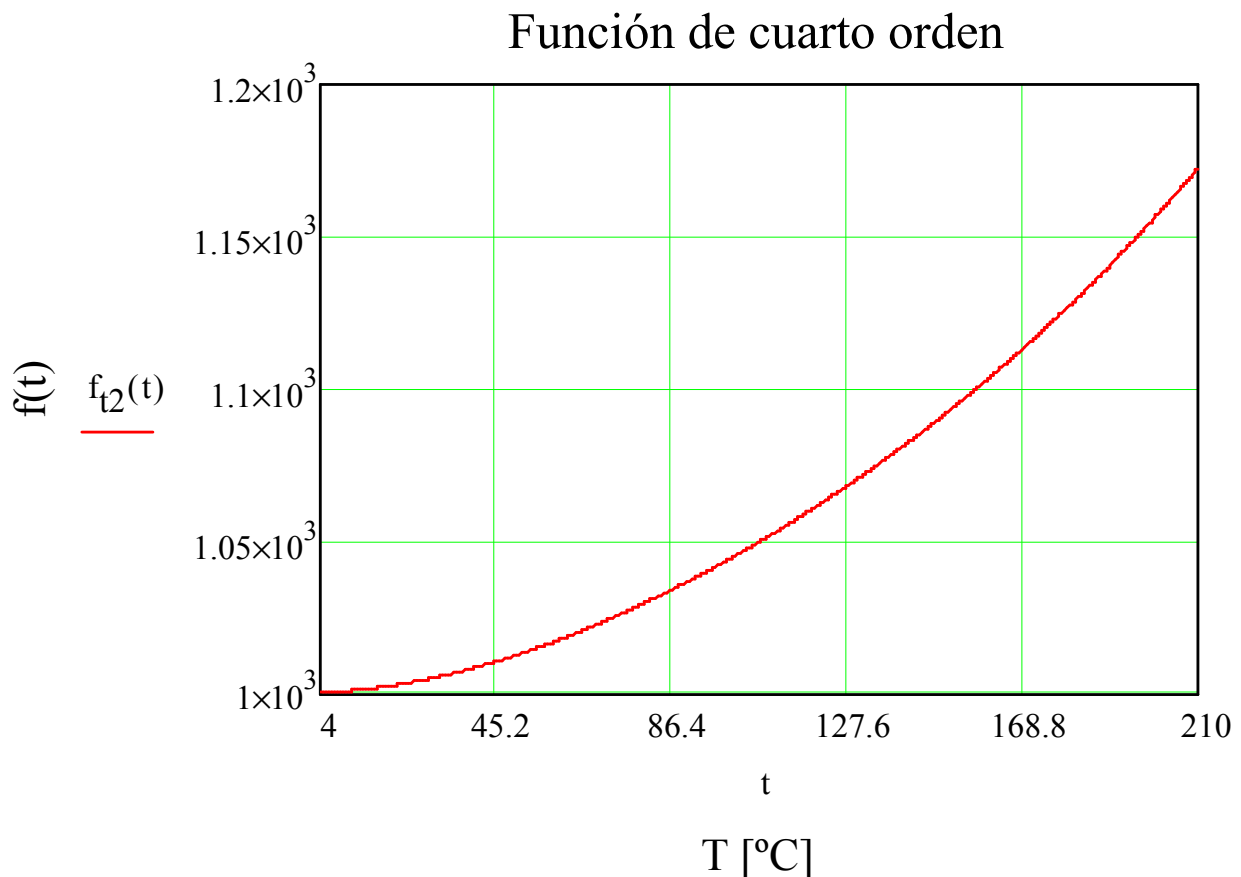


Figura 66: Función de cuarto orden en función de la temperatura

Sin embargo, al aumentar la temperatura el aumento del volumen del agua se acompaña a un aumento del volumen disponible, debido a la dilatación simultánea de los componentes del circuito (tuberías, generadores, unidades terminales, etc). Para tener en cuenta este hecho, la variación neta del volumen de agua que debe ser absorbida por el sistema de expansión puede expresarse mediante las siguientes fórmulas:

- Para temperaturas desde 30°C hasta 70°C (ambas incluidas):

$$C_e = (-1,75 + 0,064 \cdot t + 0,0036 \cdot t^2) \cdot 10^{-3}$$

- Para temperaturas desde 70°C hasta 140°C (ambas excluidas):

$$C_e = (-33,48 + 0,738 \cdot t) \cdot 10^{-3}$$

- Para temperaturas desde 140°C hasta 210°C (ambas incluidas):

$$C_e = (-95 + 1,2 \cdot t) \cdot 10^{-3}$$

Otra fórmula, válida entre las temperaturas de 30°C y 120°C, ambas incluidas, puede usarse como alternativa a las anteriores:

$$C_e = (3,24 \cdot t^2 + 102,13 \cdot t - 2708,3) \cdot 10^{-6}$$

Cuando el fluido caloportador sea una solución de glicol etilénico en agua, el coeficiente de expansión  $C_e$  debe multiplicarse por el siguiente factor de corrección:

$$f_c = a \cdot (1,8 \cdot t + 32)^b$$

Donde:

$$a = -0,0134 \cdot (G^2 - 143,8 \cdot G + 1918,2)$$

$$b = 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot (G^2 - 94,57 \cdot G + 500)$$

Válido para un contenido de glicol etilénico entre el 20% y el 50% en volumen y para temperaturas de 65°C hasta 115°C.

El coeficiente de expansión es siempre positivo y menor que la unidad y representa, obviamente, la relación entre el volumen útil del vaso de expansión, que debe ser igual al volumen de fluido expansionado, y el volumen de fluido contenido en la instalación:

$$C_e = \frac{V_u}{V}$$

Según las recomendaciones de la guía ASIT, los vasos de expansión utilizados en las instalaciones solares serán cerrados.

A continuación, se adjunta la representación gráfica de los distintos coeficientes de expansión anteriores:

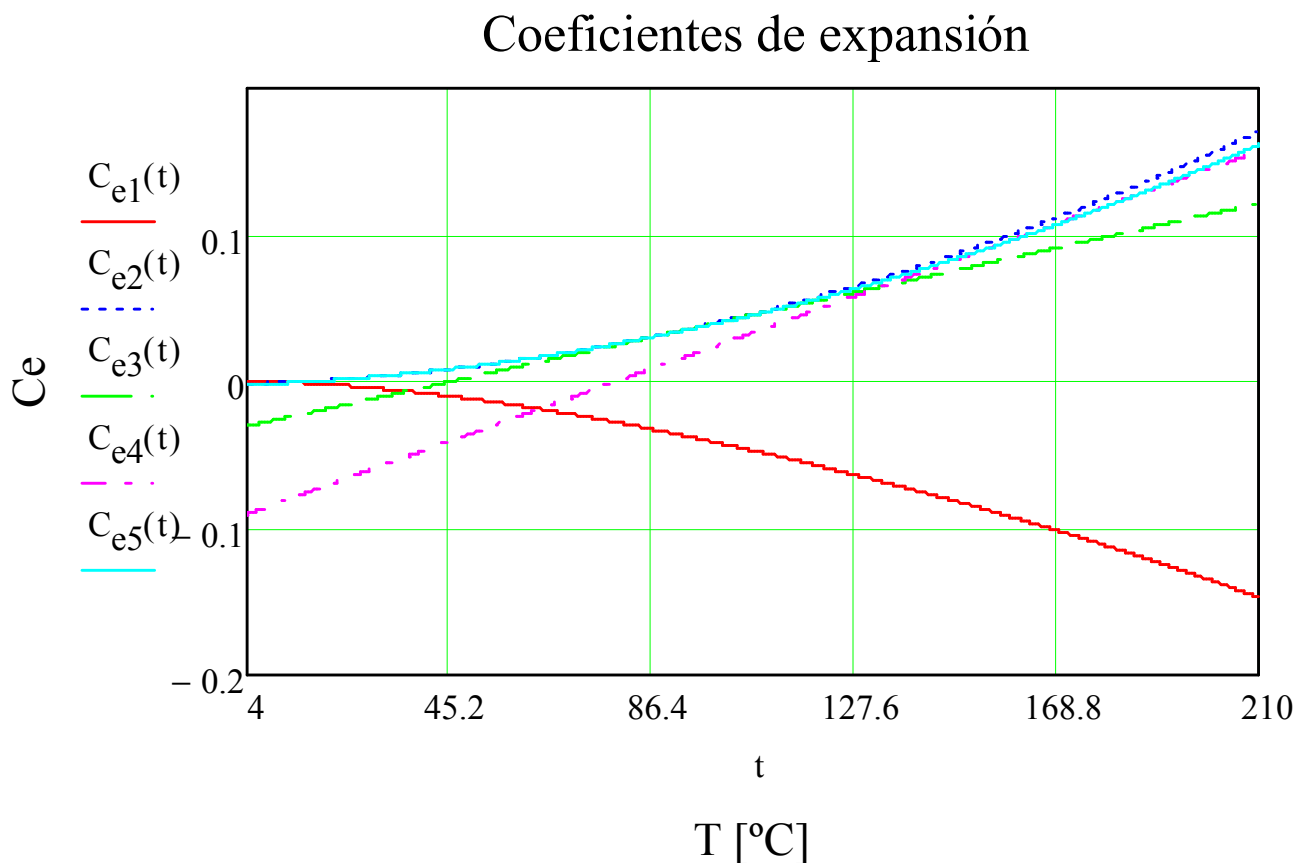


Figura 67: Coeficientes de expansión en función de la temperatura

Como puede observarse en la gráfica anterior, el cálculo del coeficiente de expansión mediante el primer método conduce a la obtención de coeficientes de expansión menores que la unidad; por lo que éste método no será considerado.

También puede comprobarse que el cálculo del coeficiente de expansión mediante el segundo y quinto método, dan lugar a resultados prácticamente iguales; mientras que el tercer y cuarto método introducen ligeras modificaciones.

Para conocer la temperatura máxima aproximada de funcionamiento, se resolverá de nuevo el sistema de ecuaciones asumiendo una radiación máxima de  $1100 \text{ W/m}^2$ . La temperatura máxima obtenida es de  $207^\circ\text{C}$  correspondiente a la salida del colector; por lo que asumiendo un incremento de  $3^\circ\text{C}$  por motivos de seguridad, la temperatura máxima de funcionamiento para realizar el diseño del vaso de expansión será de  $210^\circ\text{C}$ .

Por lo tanto, el método utilizado para calcular el coeficiente de expansión será el cuarto, obteniendo:

$$C_e := (-95 + 1.2t) \cdot 10^{-3} = 0.157$$

$$G := 38.4$$

$$b := 3.5 \cdot 10^{-4} \cdot (G^2 - 94.57G + 500)$$

$$a := -0.0134 \cdot (G^2 - 143.8G + 1918.2)$$

$$f_c := a \cdot (1.8t + 32)^b$$

Siendo G el porcentaje de glicol en agua; se obtiene un valor de b igual a -0,58; de a igual a 28,53 y del factor de corrección igual a 0,87.

Según el catálogo del fabricante la presión máxima y mínima son 6 bar y 3 bar, respectivamente; siendo el coeficiente de presión la relación entre la presión máxima y la diferencia de ambas, se obtiene un coeficiente de presión igual a 2:

$$C_p = \frac{P_{max}}{P_{max} - P_{min}}$$

Conocido el número de placas y el volumen de fluido por colector proporcionado por el fabricante e igual a 1,36 litros; puede determinarse el volumen total de fluido en el circuito primario (V) de la siguiente manera:

$$N_p = 40$$

$$V_{1\text{panel}} := \frac{1.36}{1000} \text{ m}^3$$

$$V_{IC} := b \cdot a \cdot (N_p - 1) = 3.744 \times 10^{-3} \cdot \text{m}^3$$

$$V_{\text{tub}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_t^2 \cdot L_t = 0.031 \text{ m}^3$$

$$V := V_{1\text{panel}} \cdot N_p + V_{IC} + V_{\text{tub}}$$

Resultando el volumen total de fluido en el circuito primario (V) 90 litros.

Para un vaso de expansión cerrado, con fluido en contacto directo o indirecto con un gas presurizado, el volumen total del vaso debe calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$V_t = V \cdot C_s \cdot C_p \cdot f_c$$

Atendiendo a los resultados anteriores, el volumen total del vaso obtenido es de 25 litros.

Consultando en los catálogos de los fabricantes, el volumen del vaso de expansión inmediatamente superior al calculado es de 35 litros, siendo el vaso de expansión elegido el modelo SO 09 026, artículo 35 SMR-P de membrana intercambiable.



## 7.4.-DISEÑO DE LA BOMBA DEL CIRCUITO AUXILIAR

En el circuito auxiliar tendrán lugar pérdidas de carga debido a la resistencia que opone el fluido a la circulación por los componentes.

Las pérdidas de carga más significativas se concentrarán en las tuberías que conectan la instalación y el intercambiador de calor.

Las pérdidas que conectan la instalación se calcularán de forma análoga al apartado *Diseño de la bomba del circuito primario*; por lo que a continuación se exponen los resultados:

El factor de fricción calculado es de 0,031; considerándose una longitud de tubería de 10 metros, un diámetro de 3 centímetros y 6 codos.

$$D_{aux} := 3\text{cm}$$

$$v_{aux} := \frac{4 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot D_{aux}^2} = 0.324 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_{aux} := \frac{\rho_{cons} \cdot v_{aux} \cdot D_{aux}}{\mu_{agua}} = 9.716 \times 10^3$$

$$L_{t2} := 10\text{m}$$

$$h_{aux} := f_{aux} \cdot \frac{L_{t2}}{D_i} \cdot \frac{(v_{aux})^2}{2 \cdot g} = 0.207\text{m}$$

$$\Delta P_{taux} := \rho_{cons} \cdot h_{aux} \cdot g = 2.016 \times 10^3 \cdot \text{Pa}$$

$$n_{codosaux} := 6$$

$$K_{codosaux} := 0.2$$

$$h_{codosaux} := n_{codosaux} \cdot K_{codos} \cdot \frac{(v_{aux})^2}{2 \cdot g} = 6.417 \times 10^{-3} \text{m}$$

$$\Delta P_{codosaux} := \rho_{cons} \cdot h_{codosaux} \cdot g = 62.428\text{Pa}$$

$$\Delta P_{caux} := \Delta P_f + \Delta P_{taux} + \Delta P_{codosaux} = 2.331 \times 10^3 \text{Pa}$$

De la misma forma, la bomba seleccionada tendrá que ser capaz de vencer las pérdidas anteriores; eligiéndose la bomba AM/6 del fabricante Ebara.

## **7.5.-DISEÑO DEL ACUMULADOR**

Según el Documento Básico HE-4 cuando el intercambiador esté incorporado al acumulador, la placa de identificación indicará:

- a) Nombre y domicilio de la empresa fabricante, y eventualmente su anagrama.
- b) Modelo, tipo y año de producción.
- c) Número de serie de fabricación.
- d) Área total del captador.
- e) Peso del captador vacío y capacidad de líquido.
- f) Presión máxima de servicio.
- g) Superficie de intercambio térmico en metros cuadrados.
- h) Presión máxima de trabajo y del circuito primario.

Cada acumulador vendrá equipado de fábrica de los necesarios manguitos de acoplamiento, soldados antes del tratamiento de protección, para las siguientes funciones:

- a) Manguitos roscados para la entrada de agua fría y la salida de agua caliente.
- b) Registro embridado para inspección del interior del acumulador y eventual acoplamiento del serpentín.
- c) Manguitos roscados para la entrada y salida del fluido primario.
- d) Manguitos roscados para accesorios como termómetro y termostato.
- e) Manguito para el vaciado.

En cualquier caso la placa característica del acumulador indicará la pérdida de carga del mismo.

Los depósitos mayores de 750 litros dispondrán de una boca de hombre con un diámetro mínimo de 400 milímetros, fácilmente accesible, situada en uno de los laterales del acumulador y cerca del suelo, que permita la entrada de una persona en el interior del depósito de modo sencillo, sin necesidad de desmontar tubos ni accesorios.

El acumulador estará enteramente recubierto con material aislante y, es recomendable disponer una protección mecánica en chapa pintada al horno, PRFV, o lámina de material plástica.

Podrán utilizarse acumuladores de las características y tratamientos descritos a continuación:

- a) Acumuladores de acero vitrificado con protección catódica.
- b) Acumuladores de acero con un tratamiento que asegure la resistencia a la temperatura y corrosión con un sistema de protección catódica.
- c) Acumuladores de acero inoxidable adecuado al tipo de agua y temperatura de trabajo.
- d) Acumuladores de cobre.
- e) Acumuladores no metálicos que soporten la temperatura máxima del circuito y esté autorizada su utilización por las compañías de suministro de agua potable.
- f) Acumuladores de acero negro (sólo en circuitos cerrados, cuando el agua de consumo pertenezca a un circuito terciario).
- g) Los acumuladores se ubicarán en lugares adecuados que permitan su sustitución por envejecimiento o averías.

Para la aplicación de ACS, el área total de los captadores tendrá un valor tal que se cumpla la condición:

$$50 < V/A < 180$$

Siendo:

A el área total de captación en metros cuadrados.

V el volumen del depósito de acumulación solar en litros.

Por lo tanto; según las indicaciones del Documento Básico HE-4, siendo el área de captación  $80,8 \text{ m}^2$ , el volumen del depósito de acumulación deberá estar comprendido entre 4.040 litros y 14.540 litros.

Dado que la diferencia entre ambos volúmenes es muy grande, en el siguiente apartado se propone la optimización del tanque de almacenamiento atendiendo a la energía disponible.

## **CAPÍTULO 8: OPTIMIZACIÓN DEL TANQUE**

## **8.-OPTIMIZACIÓN DEL TANQUE**

Tal y como indica la normativa, el tanque de almacenamiento de ACS se dimensiona atendiendo a la condición del capítulo anterior; pero el límite inferior y superior que indica la normativa están demasiado distanciados, por lo que a continuación se va a realizar un estudio de optimización del tanque de almacenamiento para una instalación solar de 80,8 m<sup>2</sup>.

Para realizar dicho estudio; se utilizarán valores de radiación solar, temperatura ambiente, velocidad del aire y consumo de ACS cada 10 minutos. Los parámetros anteriores han sido obtenidos por la estación meteorológica de la Universidad Carlos III de Madrid, a excepción del consumo de ACS cada 10 minutos, que ha sido obtenido del Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación.

El estudio consiste en calcular las temperaturas de operación de la instalación solar para cada 10 minutos, evaluándose las pérdidas también a cada instante de tiempo.

A continuación, se representan gráficamente los valores de radiación solar útil y potencia térmica aportada cada 10 minutos y para cada mes del año.

La radiación solar útil se obtiene multiplicando la radiación solar incidente por el área de colectores total y por el rendimiento de los colectores para un día representativo de cada mes.

La potencia térmica aportada por la instalación, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Q_{d10min} = m_{cons} \cdot C_{p\text{agua}} \cdot (T_{sum} - T_{red}) \cdot f$$

Siendo:

$T_{sum}$  la temperatura de suministro a 60°C.

$f$  la fracción solar mensual calculada anteriormente.

$m_{cons}$  el consumo de ACS cada 10 minutos.

### Radiación útil y potencia térmica aportada en Enero

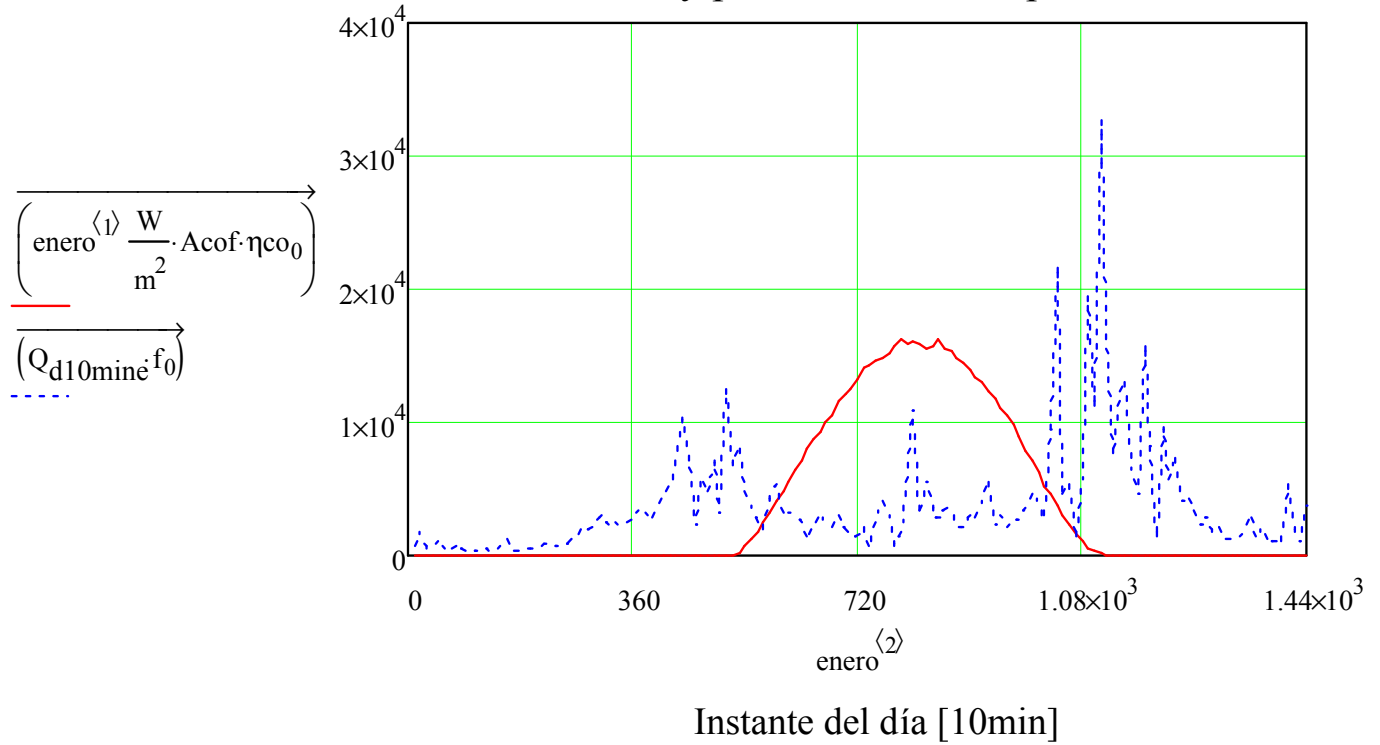


Figura 68: Radiación útil y potencia térmica aportada en Enero

### Radiación útil y potencia térmica aportada en Febrero

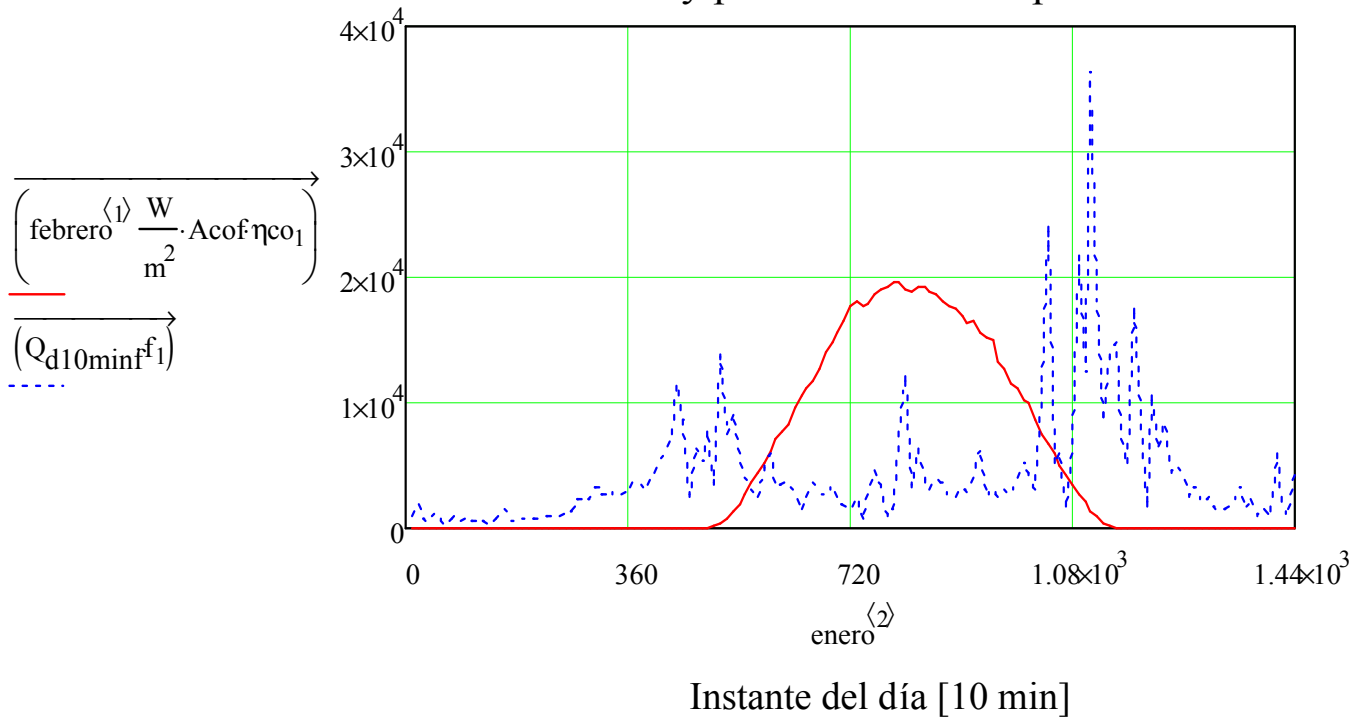


Figura 69: Radiación útil y potencia térmica aportada en Febrero

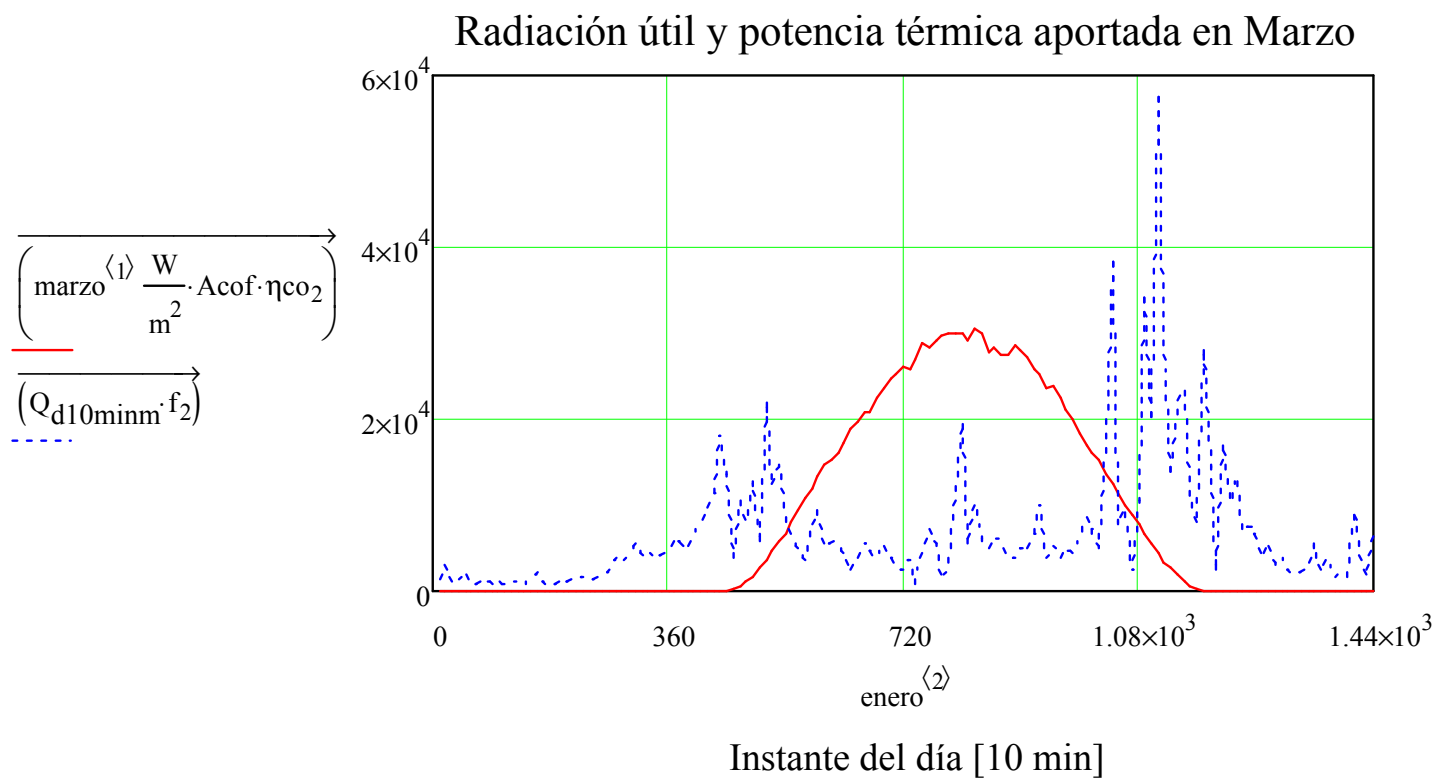


Figura 70: Radiación útil y potencia térmica aportada en Marzo

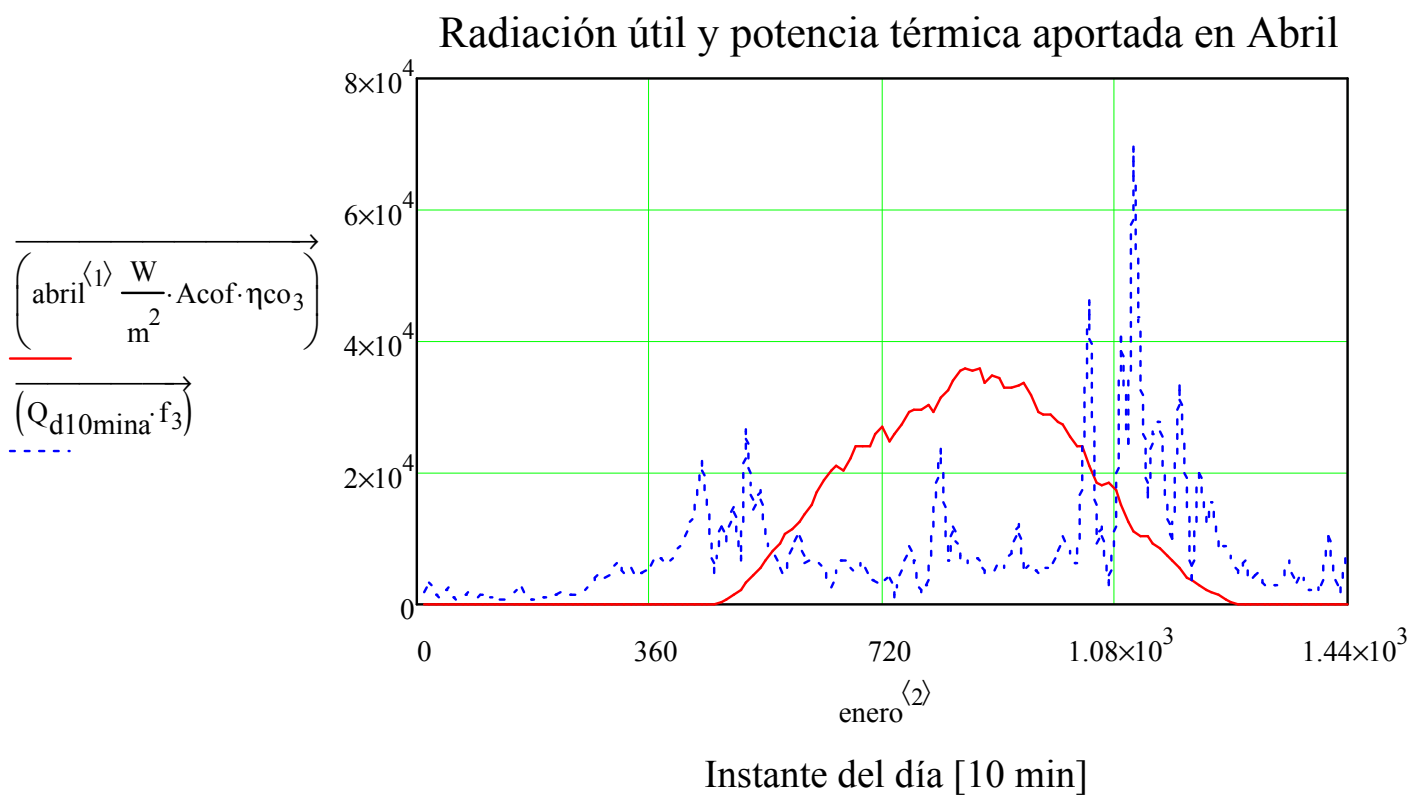


Figura 71: Radiación útil y potencia térmica aportada en Abril

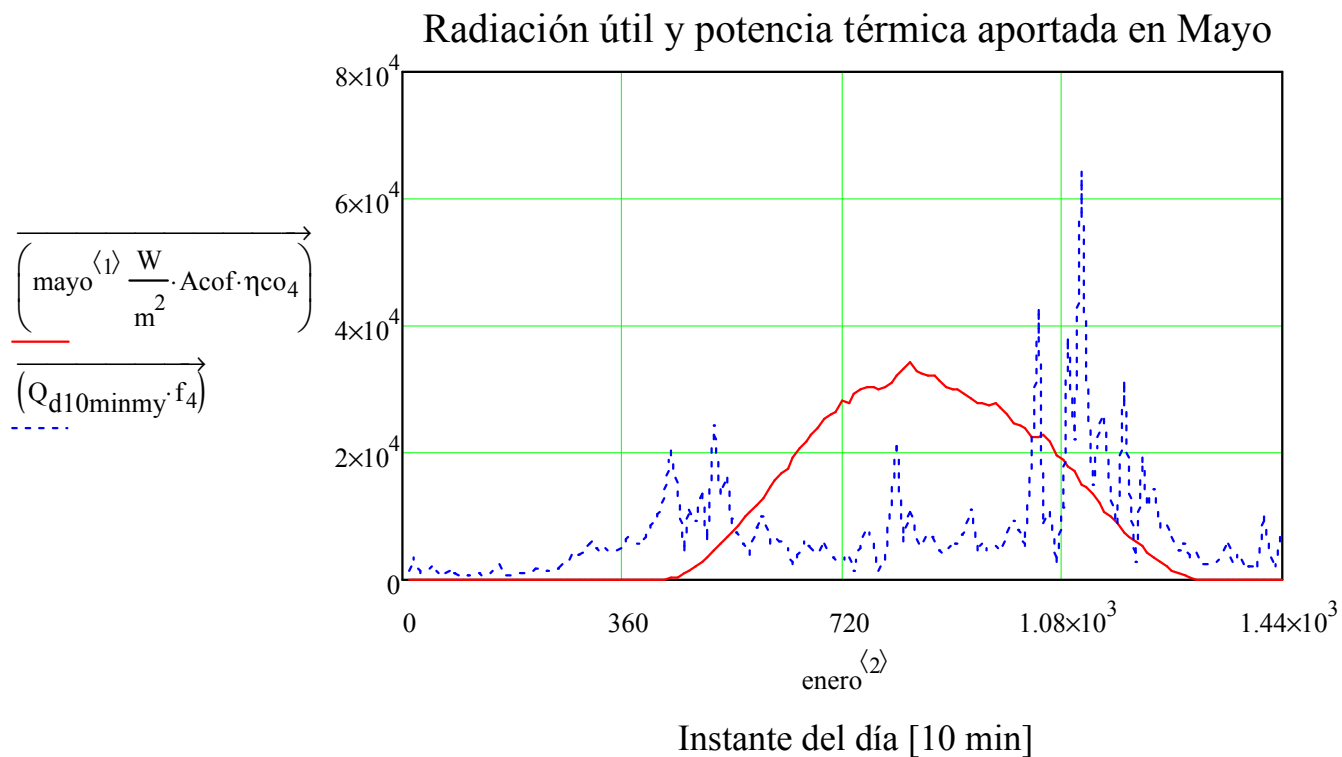


Figura 72: Radiación útil y potencia térmica aportada en Mayo

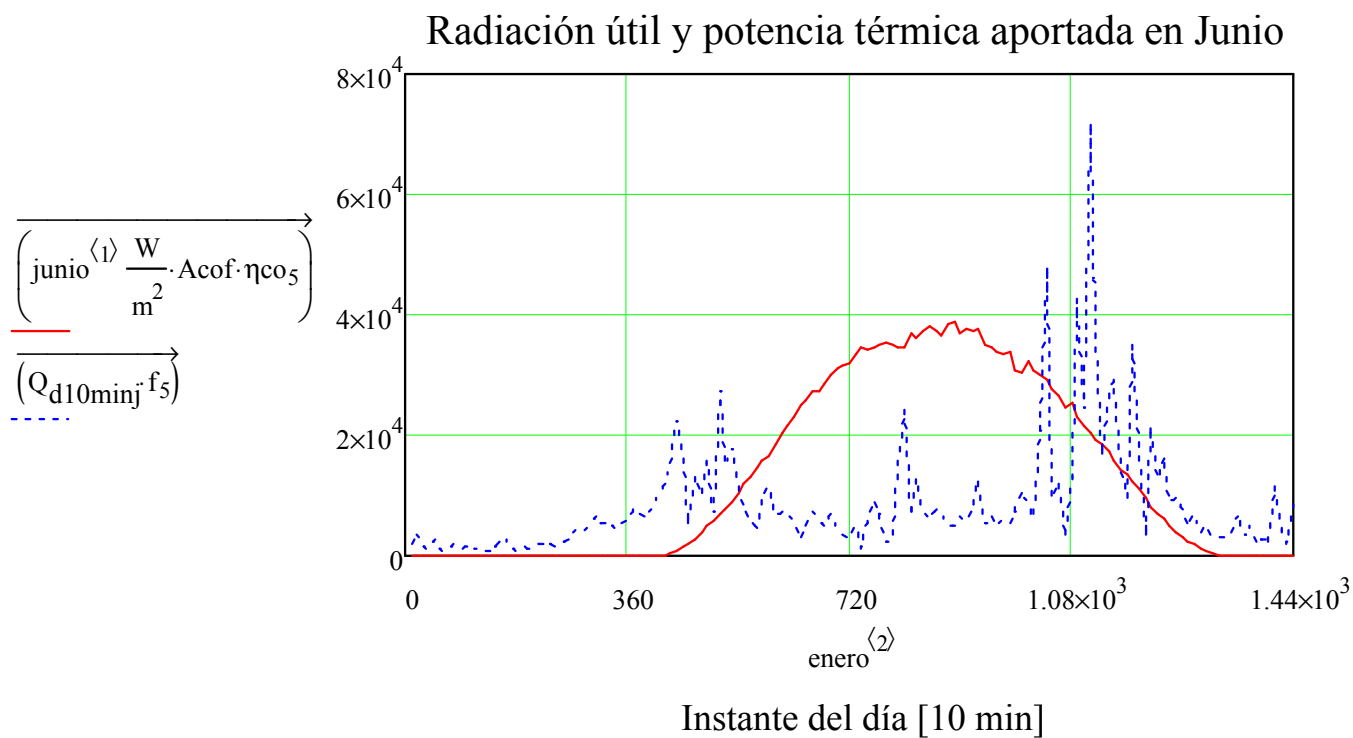


Figura 73: Radiación útil y potencia térmica aportada en Junio



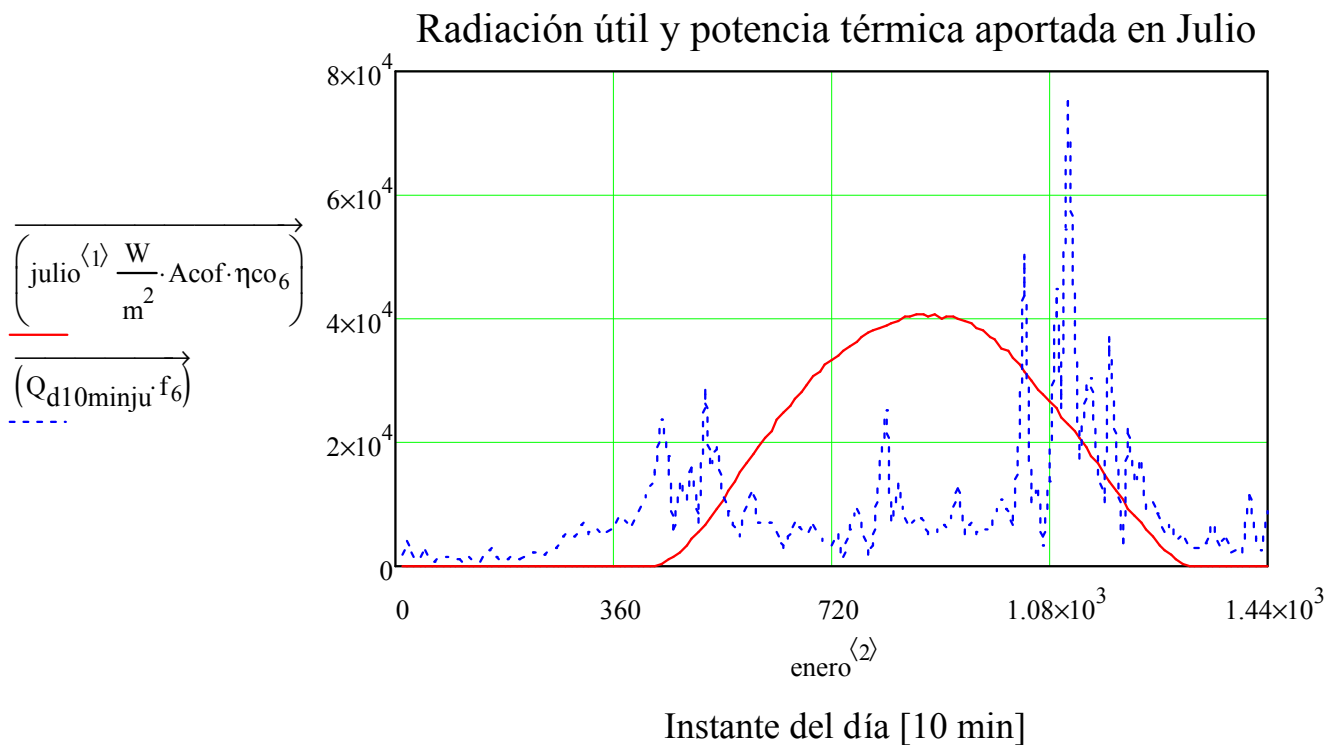


Figura 74: Radiación útil y potencia térmica aportada en Julio

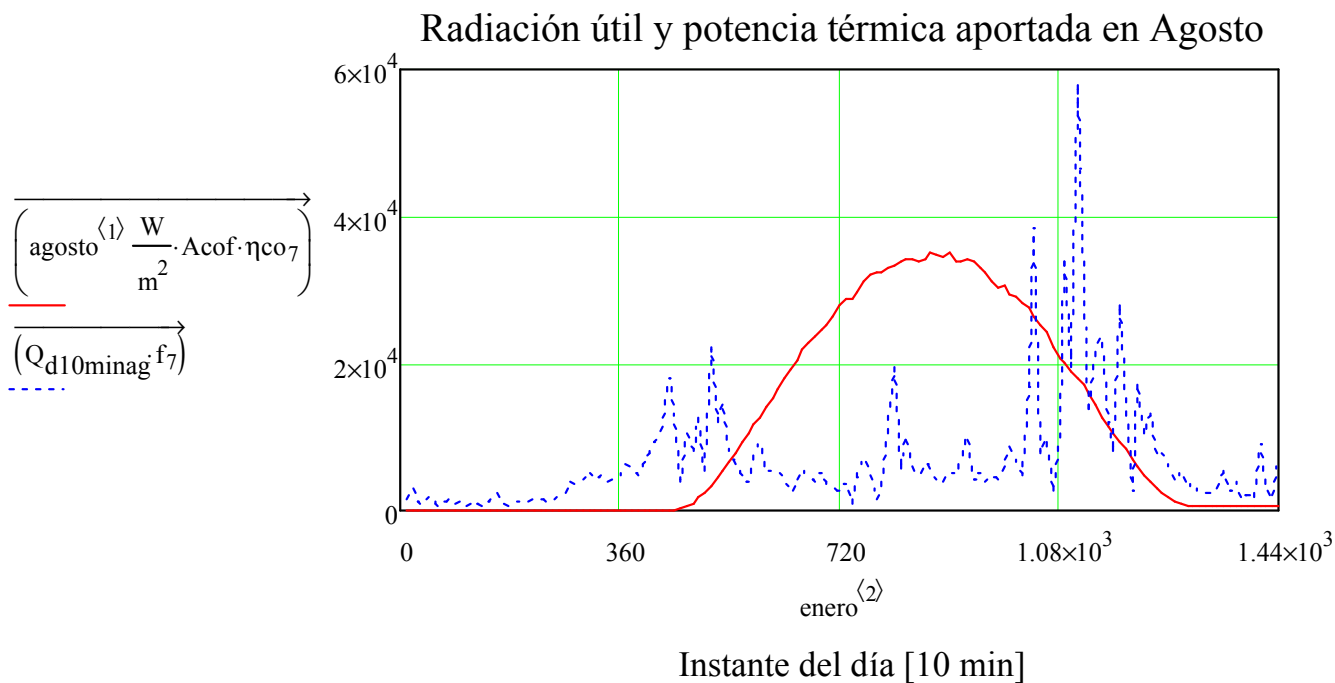


Figura 75: Radiación útil y potencia térmica aportada en Agosto

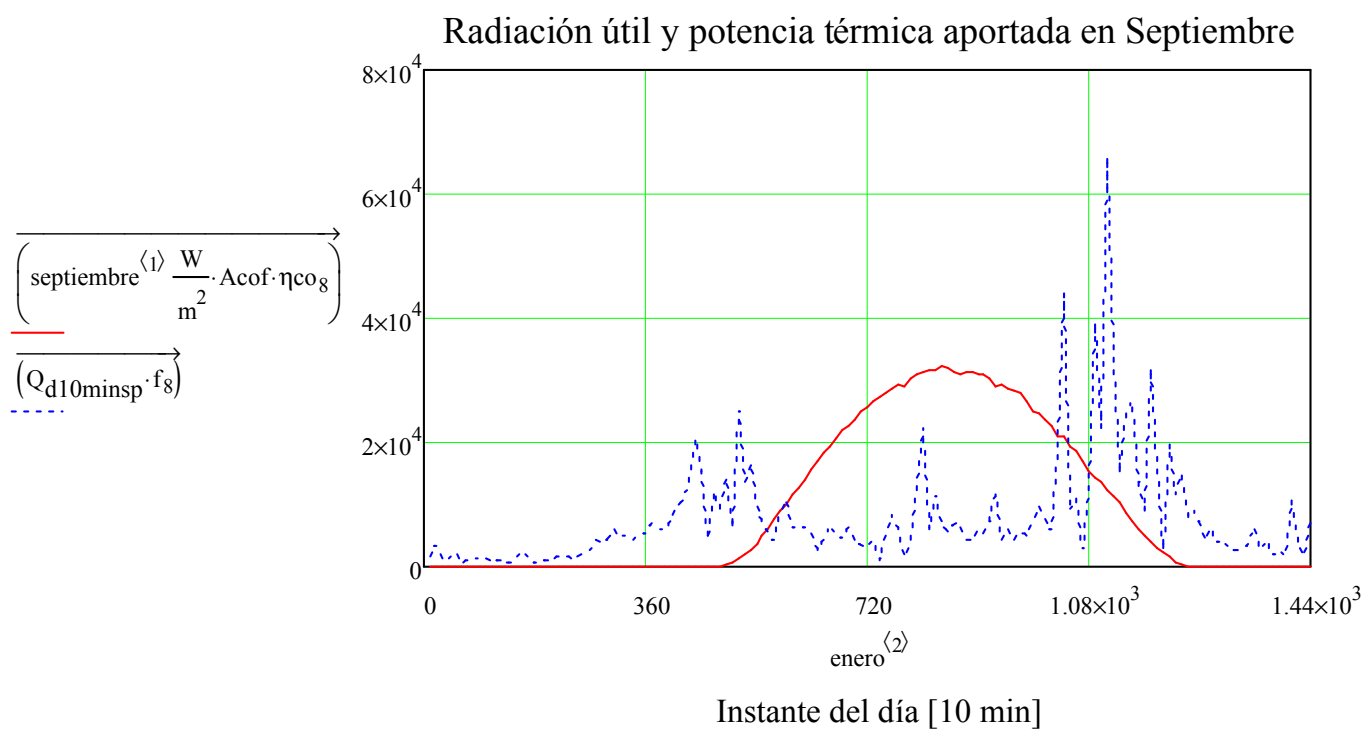


Figura 76: Radiación útil y potencia térmica aportada en Septiembre

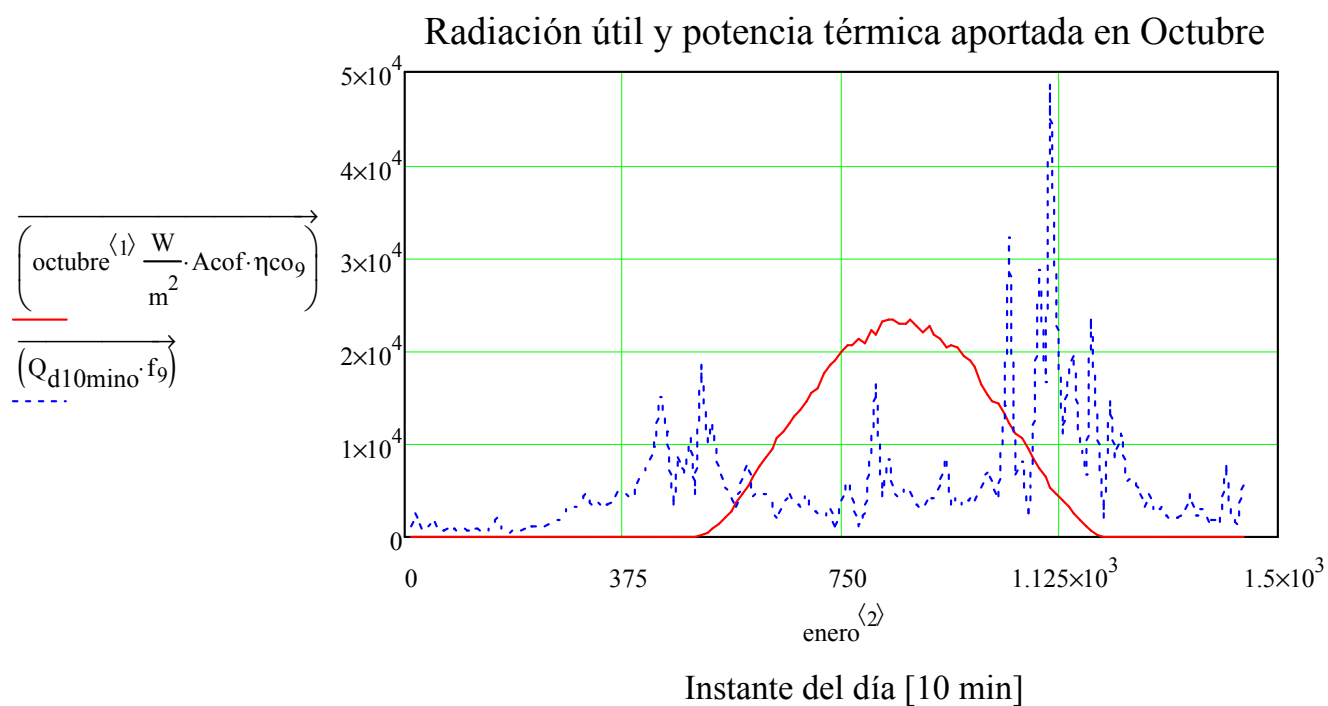


Figura 77: Radiación útil y potencia térmica aportada en Octubre

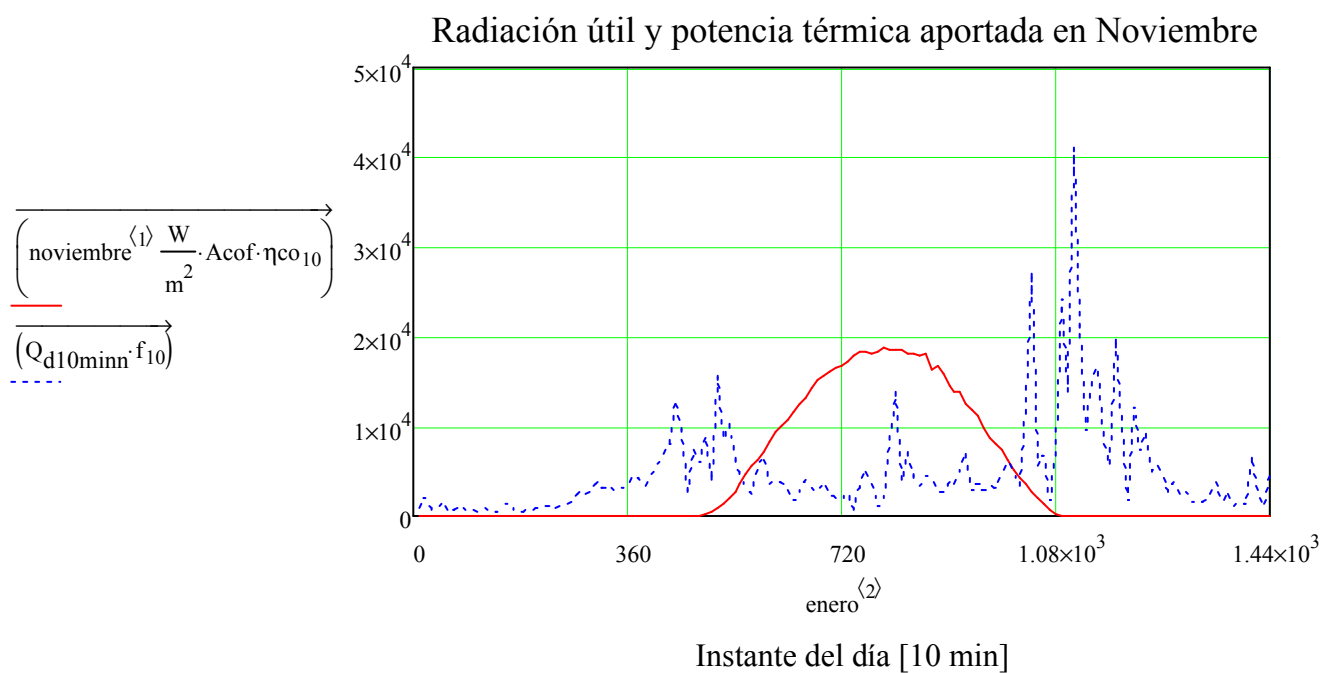


Figura 78: Radiación útil y potencia térmica aportada en Noviembre

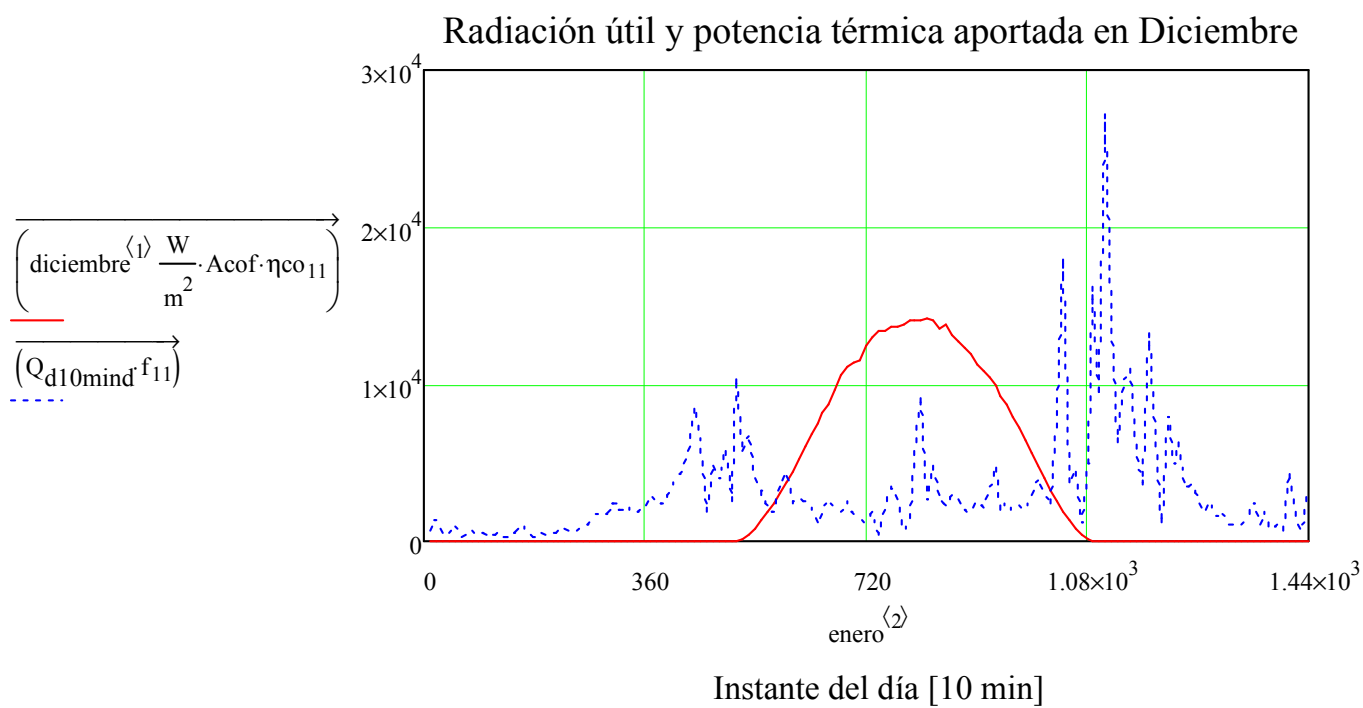


Figura 79: Radiación útil y potencia térmica aportada en Diciembre

En las gráficas anteriores, puede comprobarse la variación de la radiación solar útil a lo largo del un día representativo de cada mes del año, siendo ésta radiación útil mayor en los meses de verano que en los meses de invierno.

También puede observarse la gran fluctuación de la demanda de ACS y por tanto, de la potencia térmica aportada por la instalación solar, siendo mayor durante las tardes y con picos de demanda durante el día. Por la noche el consumo disminuye considerablemente; por lo que, se aprovechará para la acumulación de energía en el tanque de almacenamiento.

Para seguir con el proceso de optimización, calcularemos el exceso de energía que tiene lugar durante el día para poder acumularlo por la noche; de tal modo que calcularemos la diferencia entre la energía útil y la aportada por la instalación.

El volumen del tanque de almacenamiento necesario para acumular la energía en exceso durante el día será:

$$V = \frac{E_{exceso}}{C_{p\text{agua}} \cdot (T_{sum} - T_{red}) \cdot \rho_{cons}}$$

Siendo:

V el volumen del tanque de almacenamiento en litros .

$E_{exceso}$  la energía en exceso durante el día en Julios.

$T_{red}$  la temperatura de red para cada mes del año.

Puede anticiparse que el volumen calculado anteriormente será variable a lo largo del año, pues tanto la energía en exceso como la temperatura de red son parámetros variables a lo largo del año.

Los resultados obtenidos tras la realización de los cálculos anteriores son:

Mes	Volumen óptimo (m <sup>3</sup> )	Exceso de energía (J)
Enero	1,05	$2,28 \cdot 10^8$
Febrero	1,41	$3,04 \cdot 10^8$
Marzo	2,41	$5,00 \cdot 10^8$
Abril	2,92	$5,83 \cdot 10^8$
Mayo	3,06	$5,86 \cdot 10^8$
Junio	4,10	$7,33 \cdot 10^8$
Julio	4,76	$7,92 \cdot 10^8$
Agosto	3,92	$6,68 \cdot 10^8$
Septiembre	3,00	$5,36 \cdot 10^8$
Octubre	1,80	$3,52 \cdot 10^8$
Noviembre	1,27	$2,64 \cdot 10^8$
Diciembre	0,92	$1,99 \cdot 10^8$

Figura 80: Volumen del tanque en función del mes del año

Como se puede observar en la tabla anterior, la energía en exceso es variable según el mes en el que nos encontremos, siendo mayor en los meses de verano y menor en los meses de invierno, alcanzándose durante el mes de Julio la máxima diferencia.

Debido a la variación de disponibilidad de energía, el volumen de acumulación es variable, obteniéndose el valor más elevado en el mes de Julio, mes durante el cual el exceso de energía es mayor, y por tanto mayor podrá ser la acumulación.

Una vez calculada la potencia térmica aportada por la instalación a lo largo del año, puede calcularse la fracción solar mensual a partir de la resolución del sistema de ecuaciones cada 10 minutos.

## **CAPÍTULO 9: CÁLCULO DE LA FRACCIÓN SOLAR**

## 9.-CÁLCULO DE LA FRACCIÓN SOLAR

En este apartado se realizará el cálculo de la fracción solar asumiendo que el tanque de almacenamiento es el óptimo calculado anteriormente, comprobando la variación mensual de la fracción solar en función del volumen del tanque y la radiación incidente. La fracción solar se calculará a partir de la temperatura de salida del tanque de almacenamiento.

Para ello, calcularemos la potencia térmica que aporta la instalación solar al tanque de almacenamiento mediante las temperaturas de entrada y salida al tanque, que se calcularon en apartados anteriores.

Realizando un balance de energía al tanque de almacenamiento, se obtiene la siguiente expresión:

$$\rho \cdot V \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} = m \cdot C_p \cdot (T_{te} - T_{ts}) - q_p - m_{cons} \cdot C_p \cdot (T - T_{red})$$

Es decir, la energía almacenada en el tanque de almacenamiento, es igual a la potencia térmica aportada al tanque menos las pérdidas asociadas al tanque y al consumo de ACS. Esta ecuación no puede integrarse fácilmente; ya que el caudal de consumo de ACS es variable.

Para poder resolver la ecuación anterior, es necesario recurrir a un esquema numérico que realice un cálculo aproximado basado en técnicas de diferencias finitas, para obtener la temperatura a la salida del tanque. El esquema numérico que se propone resolver es el siguiente:

$$\rho \cdot V \cdot C_p \cdot \frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta t} = [m \cdot C_p \cdot (T_{te} - T_{ts})]_i - q_{p_i} - m_{cons_i} \cdot C_{pACS} \cdot (T_i - T_{red})$$

Siendo:

$\rho$  y  $C_p$  las propiedades del fluido.

$m$  el caudal del circuito secundario: 0,454 kg/s

$\Delta t$  paso temporal de 10 minutos.

$T_{te}$  y  $T_{ts}$  las temperaturas de entrada y salida del tanque de almacenamiento.

$q_p$  las pérdidas en el tanque en W.

$m_{cons}$  el caudal de ACS consumido cada 10 minutos.

$T_{red}$  la temperatura de red del agua.

$V$  el volumen óptimo del tanque de almacenamiento para cada mes.

$T$  la temperatura a la salida del tanque de almacenamiento.

Mediante la ecuación anterior, se obtiene la temperatura a la que se consumirá el agua caliente sanitaria para cada 10 minutos de intervalo de tiempo y para cada mes del año. Los resultados obtenidos son:

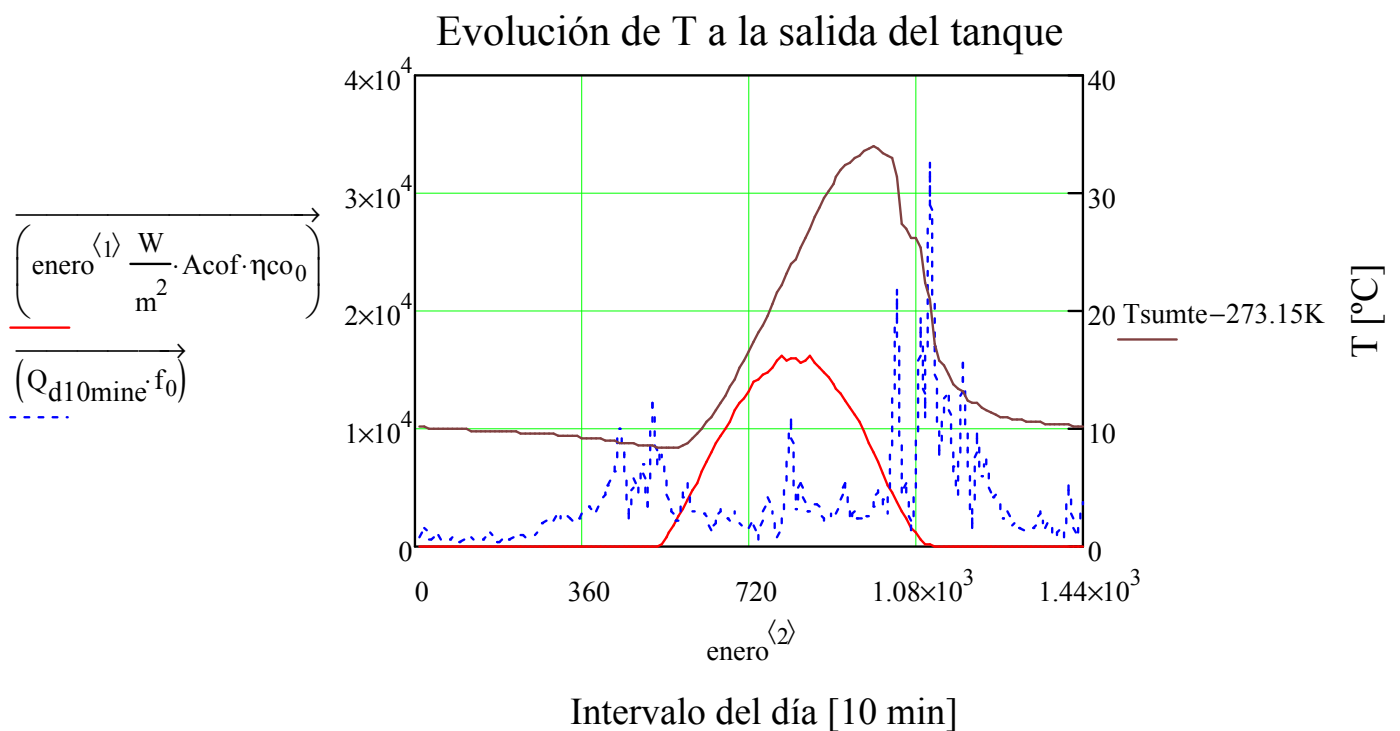


Figura 81: Evolución de la temperatura de consumo en Enero

Según se puede observar en la gráfica anterior para el mes de Enero, la temperatura de salida del tanque de ACS aumenta durante las horas de sol; es decir, horas donde se acumula energía en el tanque, y disminuye a medida que se produce el consumo. También se observa cierto desfase entre la radiación y la temperatura de suministro.



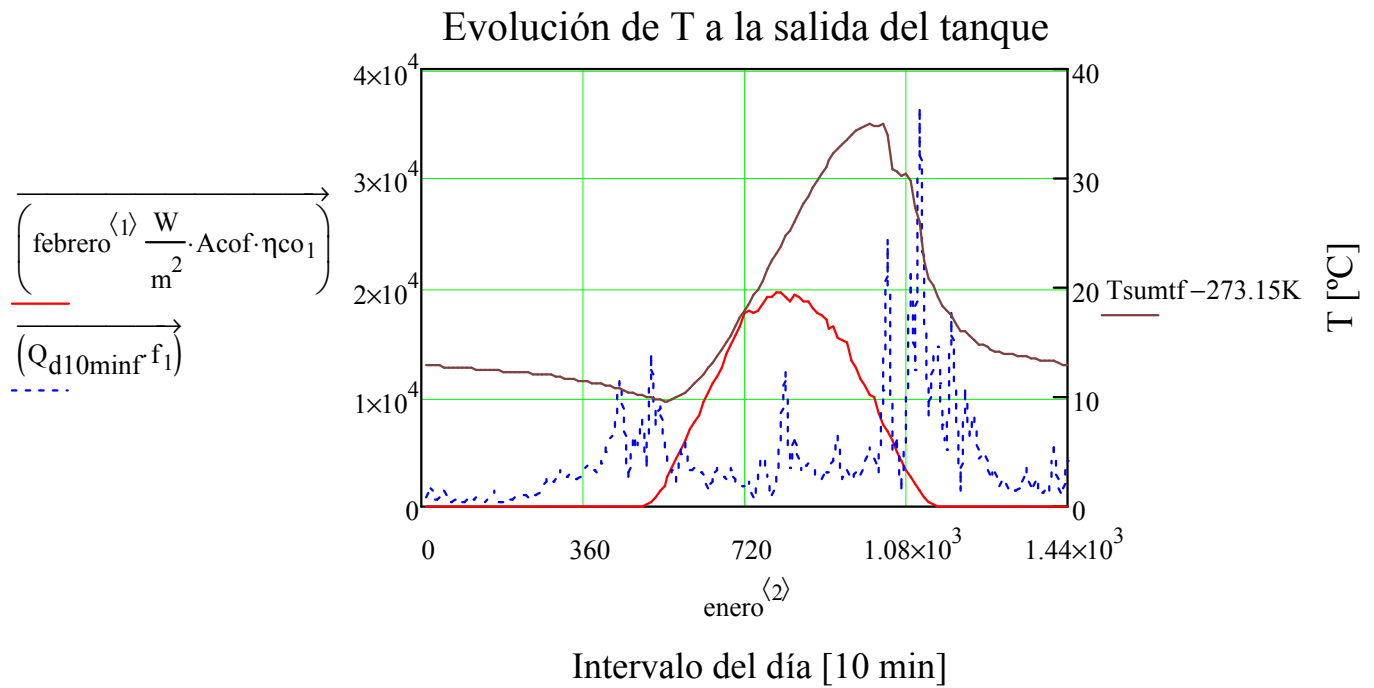


Figura 82: Evolución de la temperatura de consumo en Febrero

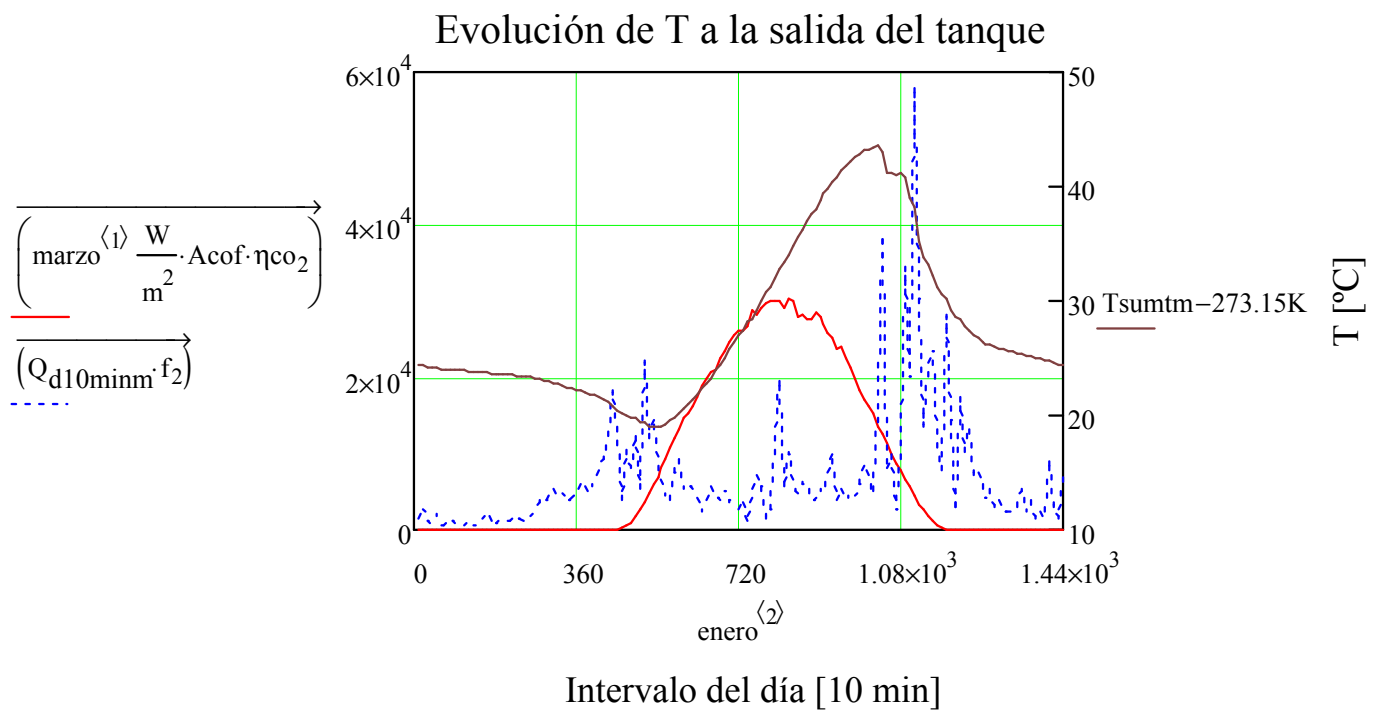


Figura 83: Evolución de la temperatura de consumo en Marzo

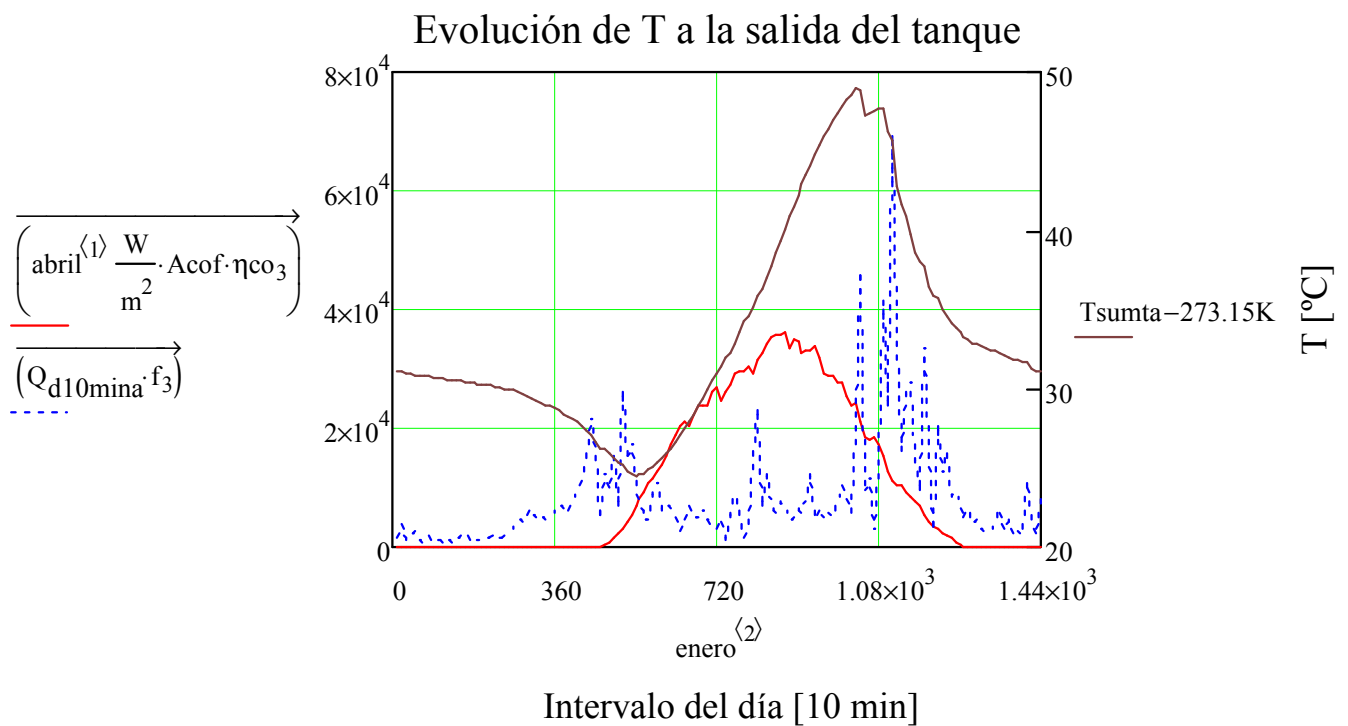


Figura 84: Evolución de la temperatura de consumo en Marzo

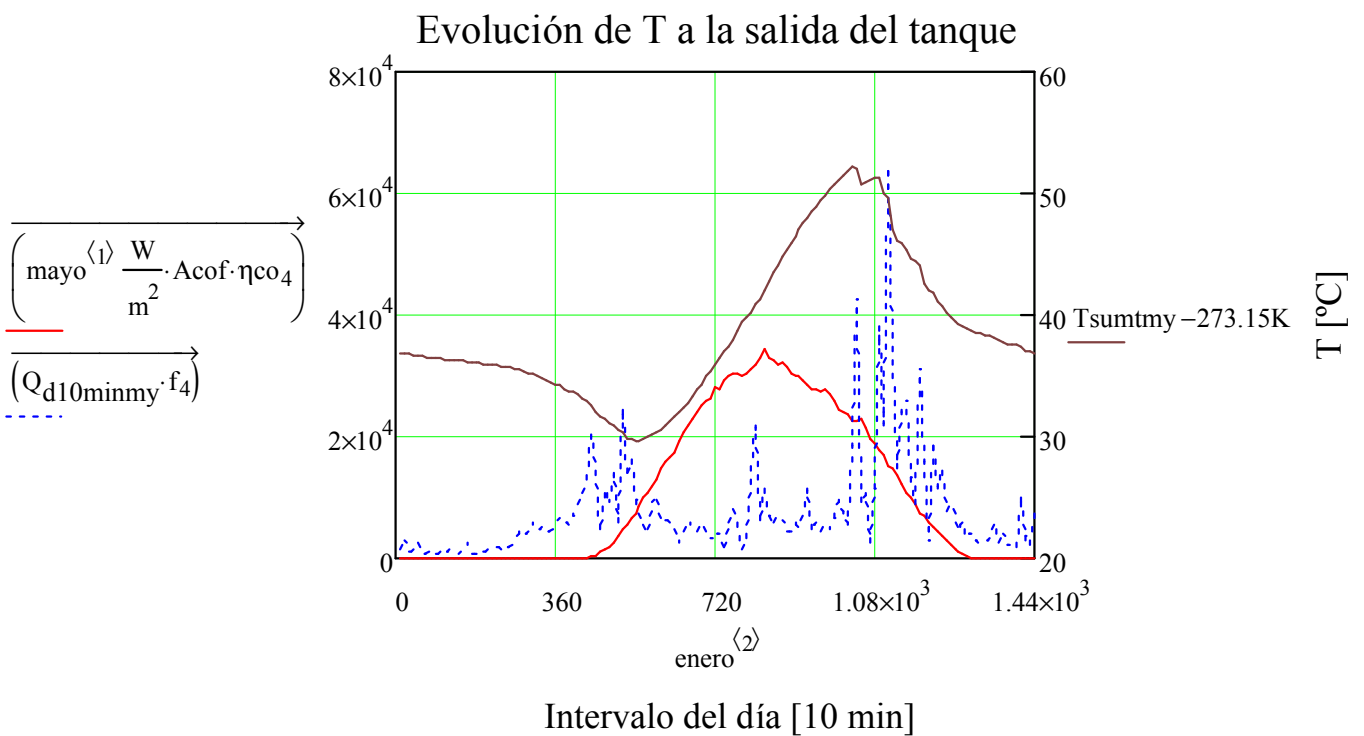


Figura 85: Evolución de la temperatura de consumo en Mayo

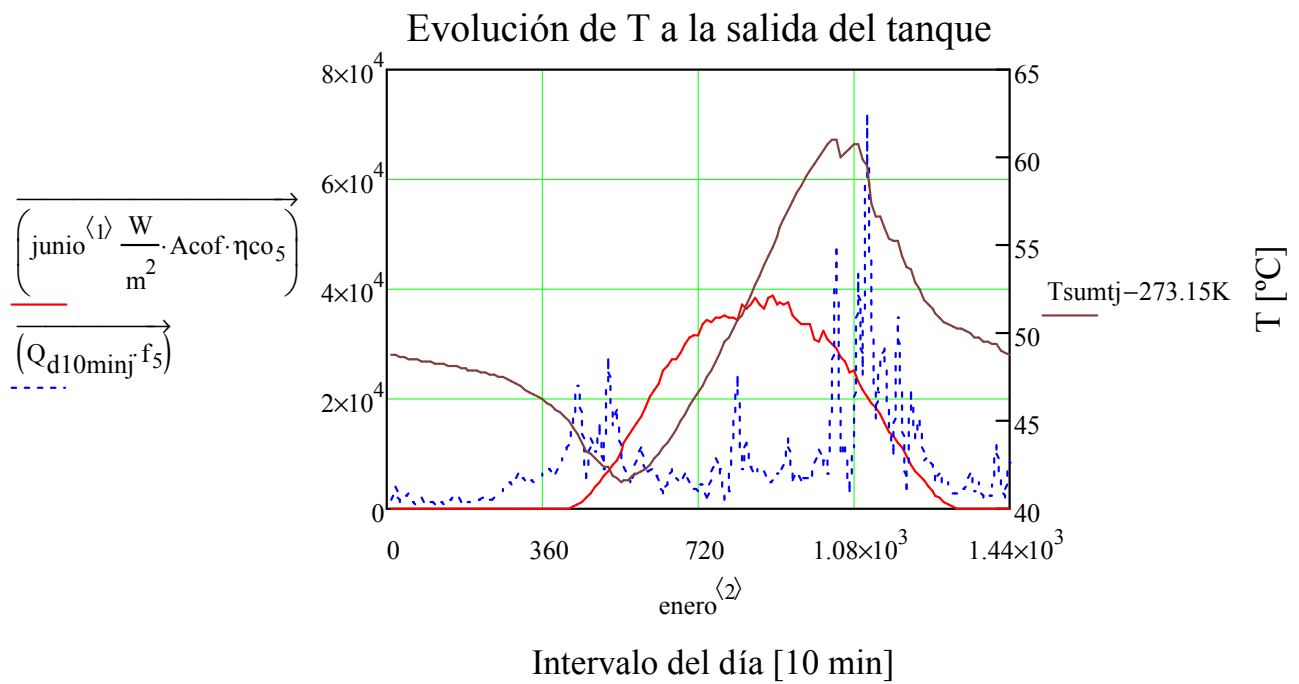


Figura 86: Evolución de la temperatura de consumo en Junio

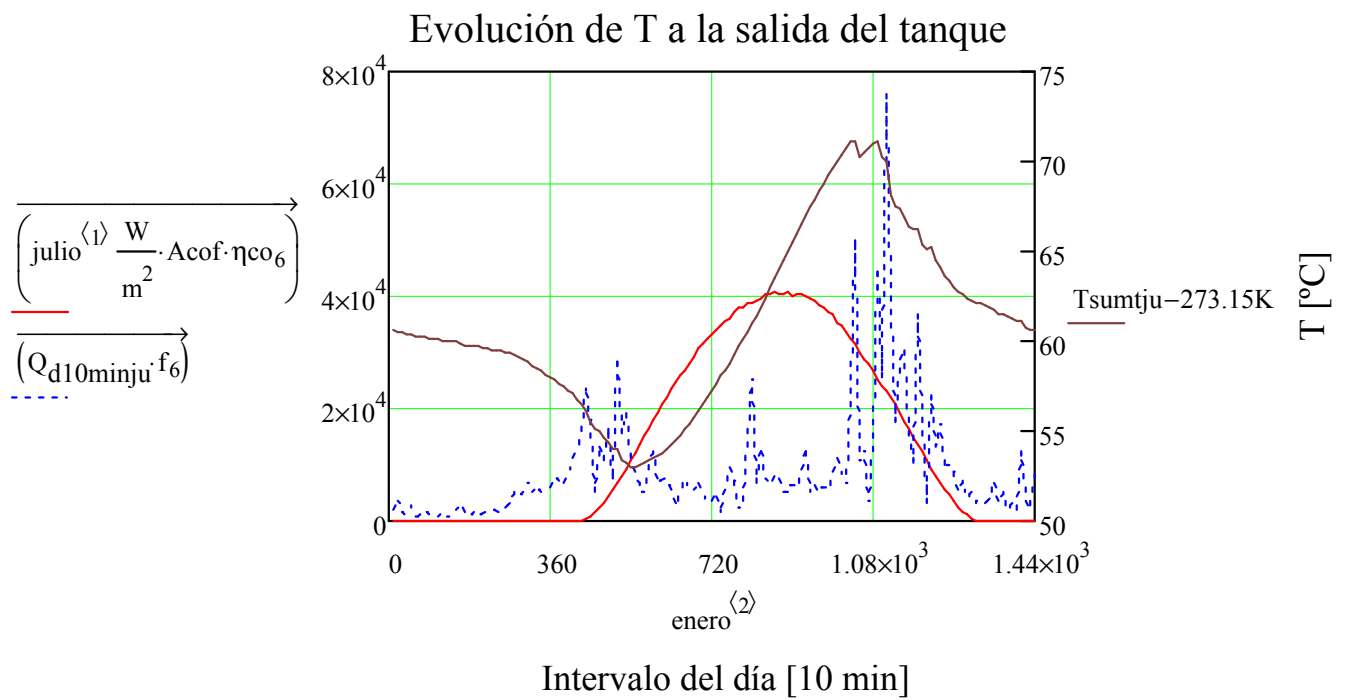


Figura 87: Evolución de la temperatura de consumo en Julio

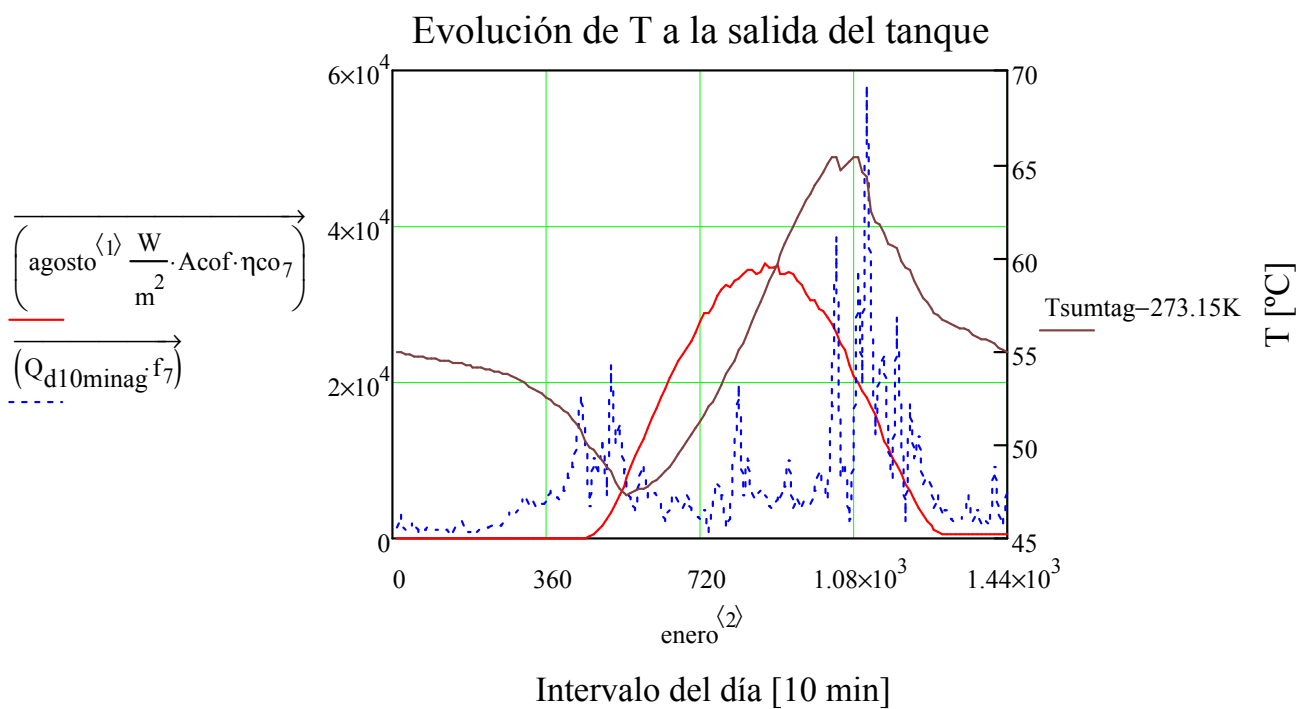


Figura 88: Evolución de la temperatura de consumo en Agosto

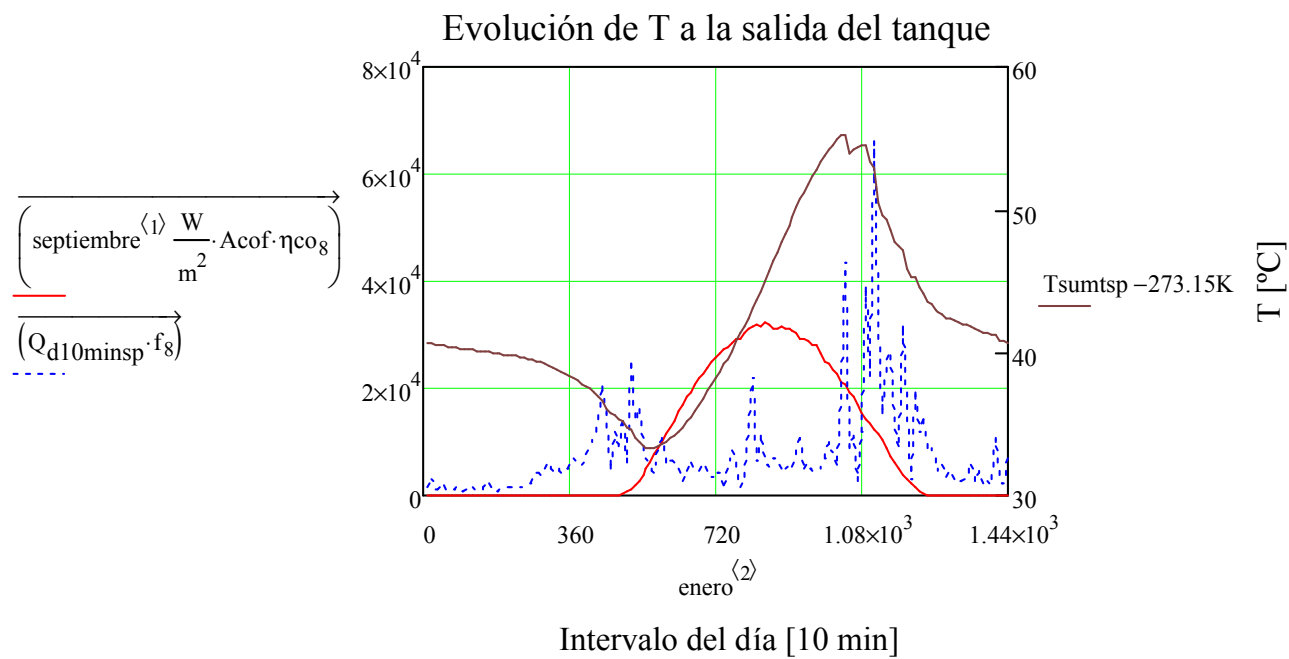


Figura 89: Evolución de la temperatura de consumo en Septiembre

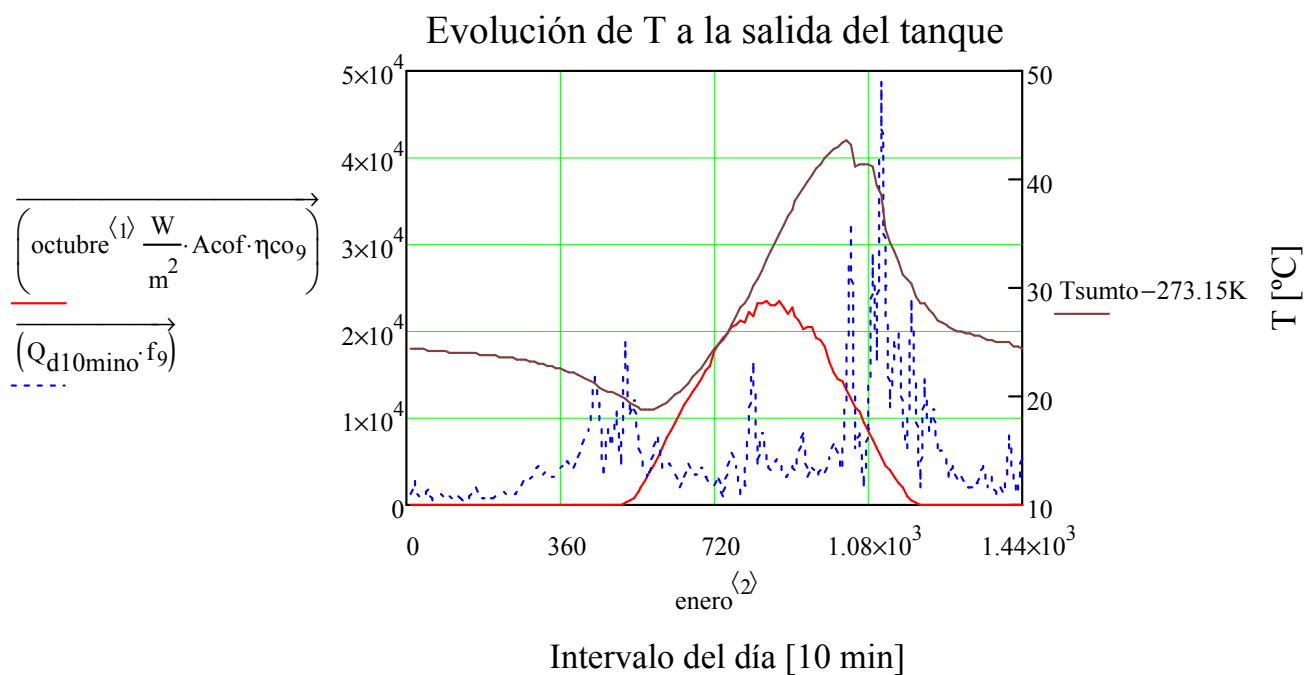


Figura 90: Evolución de la temperatura de consumo en Octubre

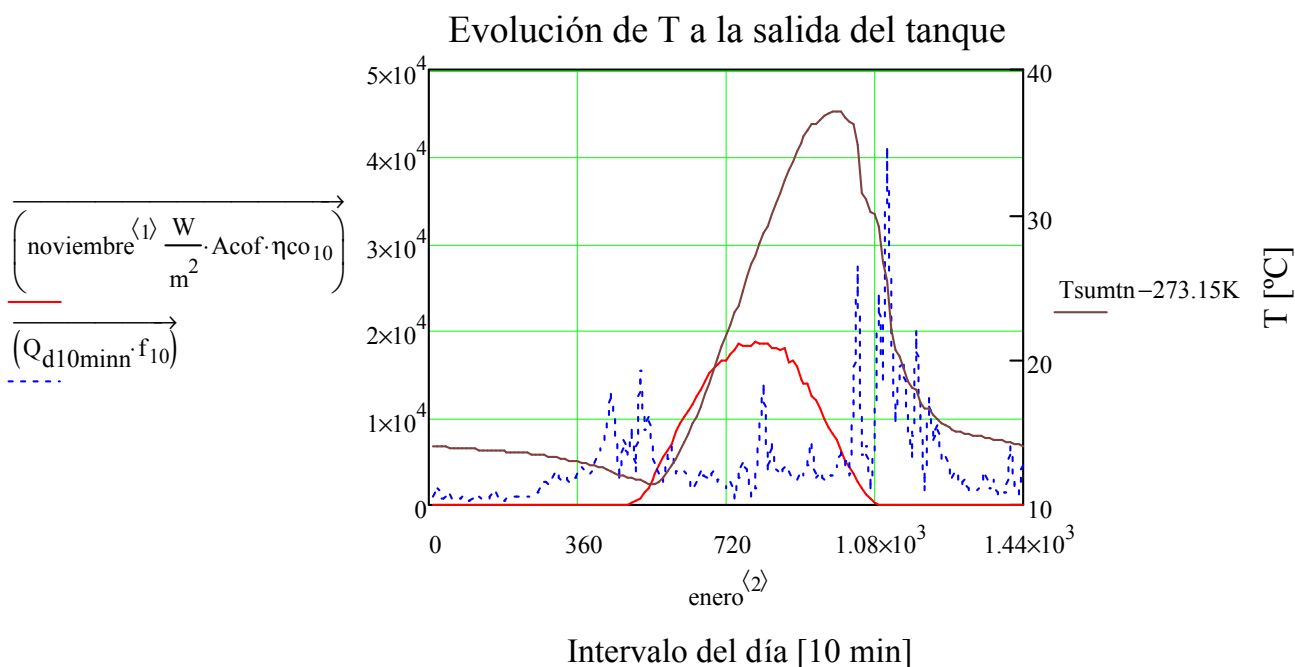


Figura 91: Evolución de la temperatura de consumo en Noviembre

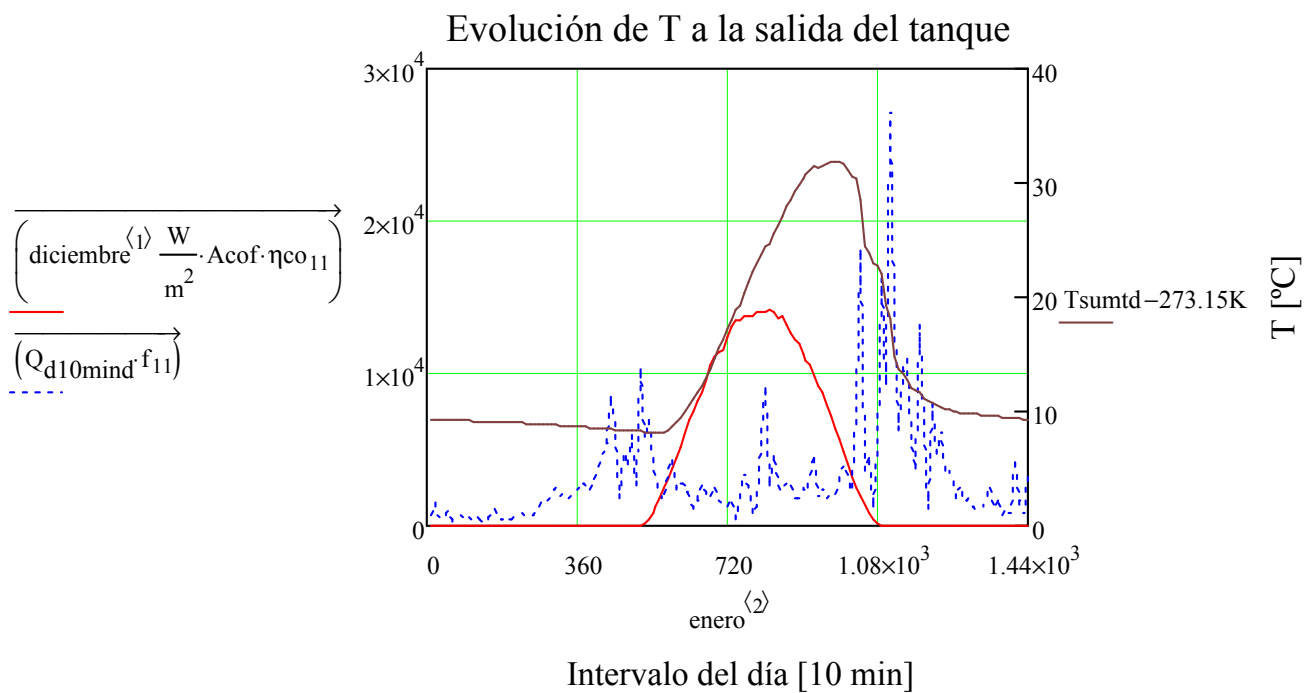


Figura 92: Evolución de la temperatura de consumo en Diciembre

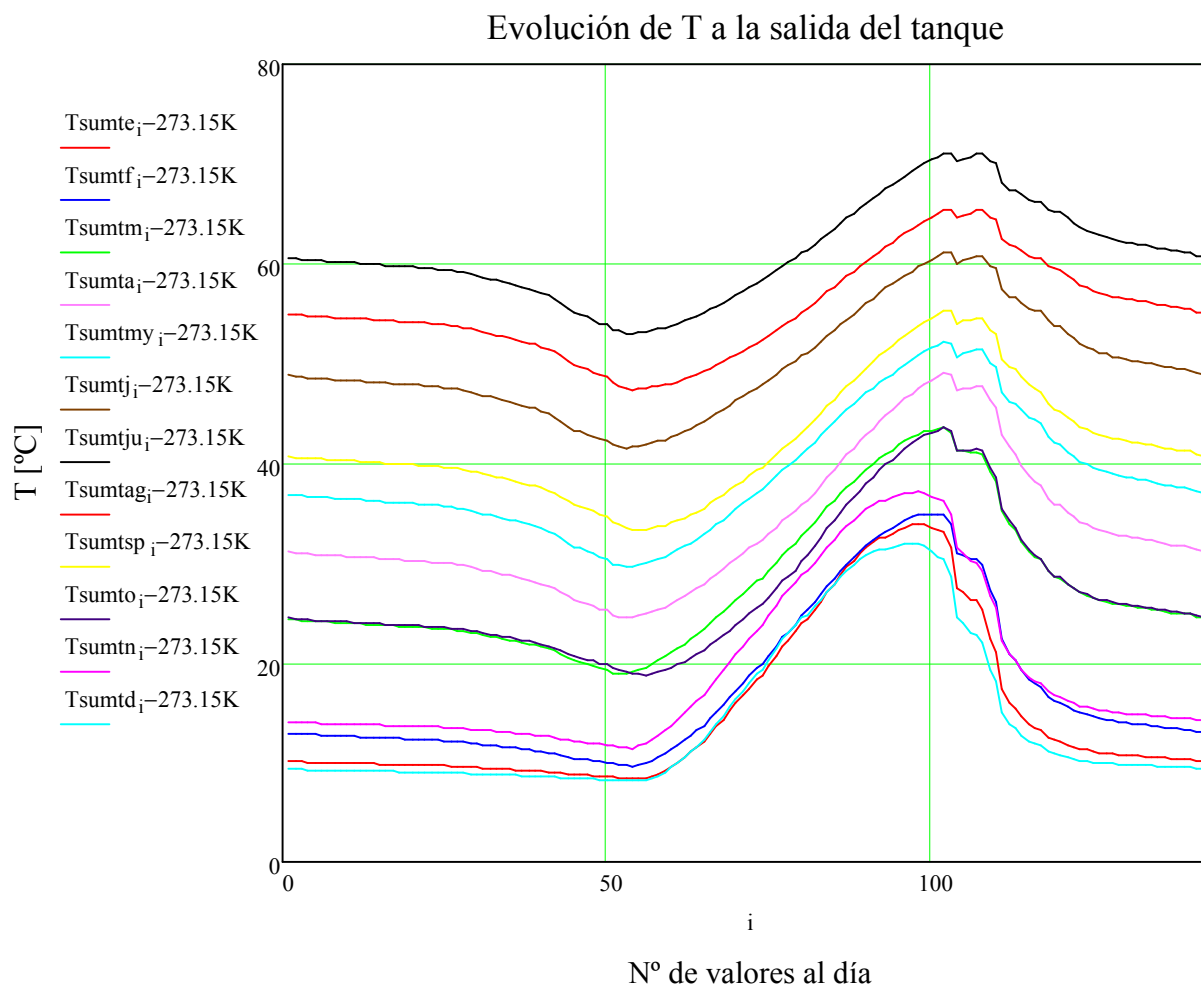


Figura 93: Evolución de la temperatura de consumo a lo largo del año

Analizando los resultados, comprobamos que la temperatura a la salida del tanque de almacenamiento tiene una forma similar a la radiación incidente en los colectores. La mayor temperatura de suministro se alcanza durante el mes de Julio con valores cercanos a los 70 °C.

Cabe destacar que, para el mes de Julio, durante gran parte del día y la noche, el ACS suministrada está a una temperatura superior a 60°C, mientras que para el resto de los meses del año nunca se alcanza dicha temperatura, a excepción del mes de Agosto y Junio, donde se alcanza en algunos instantes.

Para los meses de Enero, Febrero, Noviembre y Diciembre, la temperatura a la salida del tanque de almacenamiento a partir de las 20:00 horas y hasta las 9:00 horas del día siguiente, es prácticamente igual a la temperatura de red.

Una vez calculada la temperatura de suministro cada 10 minutos, puede calcularse la fracción solar en media mensual calculando previamente la potencia térmica suministrada a lo largo del mes y la potencia térmica demandada:

$$\begin{aligned}
 Q_{sum_e} &:= \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{m_{conse} \cdot C_p \cdot (T_{sumenero} - T_{red_0})} \right]_i = 3.328 \times 10^5 \text{ W} \\
 Q_{sum_f} &:= \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{m_{consf} \cdot C_p \cdot (T_{sumfebrero} - T_{red_1})} \right]_i = 4.2 \times 10^5 \text{ W} \\
 Q_{sum_m} &:= \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{m_{consm} \cdot C_p \cdot (T_{summarzo} - T_{red_2})} \right]_i = 6.895 \times 10^5 \text{ W} \\
 Q_{sum_a} &:= \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{m_{consa} \cdot C_p \cdot (T_{sumabril} - T_{red_3})} \right]_i = 8.776 \times 10^5 \text{ W} \\
 Q_{sum_{my}} &:= \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{m_{consmy} \cdot C_p \cdot (T_{summayo} - T_{red_4})} \right]_i = 9.385 \times 10^5 \text{ W} \\
 Q_{sum_j} &:= \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{m_{consj} \cdot C_p \cdot (T_{sumjunio} - T_{red_5})} \right]_i = 1.171 \times 10^6 \text{ W}
 \end{aligned}$$

$$Q_{sum_{ju}} := \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{mcons_{ju} \cdot Cp \cdot (Tsum_{julio} - Tred_6)} \right]_i = 1.282 \times 10^6 \text{ W}$$

$$Q_{sum_{ag}} := \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{mcons_{ag} \cdot Cp \cdot (Tsum_{agosto} - Tred_7)} \right]_i = 1.003 \times 10^6 \text{ W}$$

$$Q_{sum_{sp}} := \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{mcons_{sp} \cdot Cp \cdot (Tsum_{septiembre} - Tred_8)} \right]_i = 8.312 \times 10^5 \text{ W}$$

$$Q_{sum_o} := \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{mcons_o \cdot Cp \cdot (Tsum_{octubre} - Tred_9)} \right]_i = 5.233 \times 10^5 \text{ W}$$

$$Q_{sum_n} := \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{mcons_n \cdot Cp \cdot (Tsum_{noviembre} - Tred_{10})} \right]_i = 3.757 \times 10^5 \text{ W}$$

$$Q_{sum_d} := \sum_{i=0}^{143} \left[ \overrightarrow{mcons_d \cdot Cp \cdot (Tsum_{diciembre} - Tred_{11})} \right]_i = 2.786 \times 10^5 \text{ W}$$

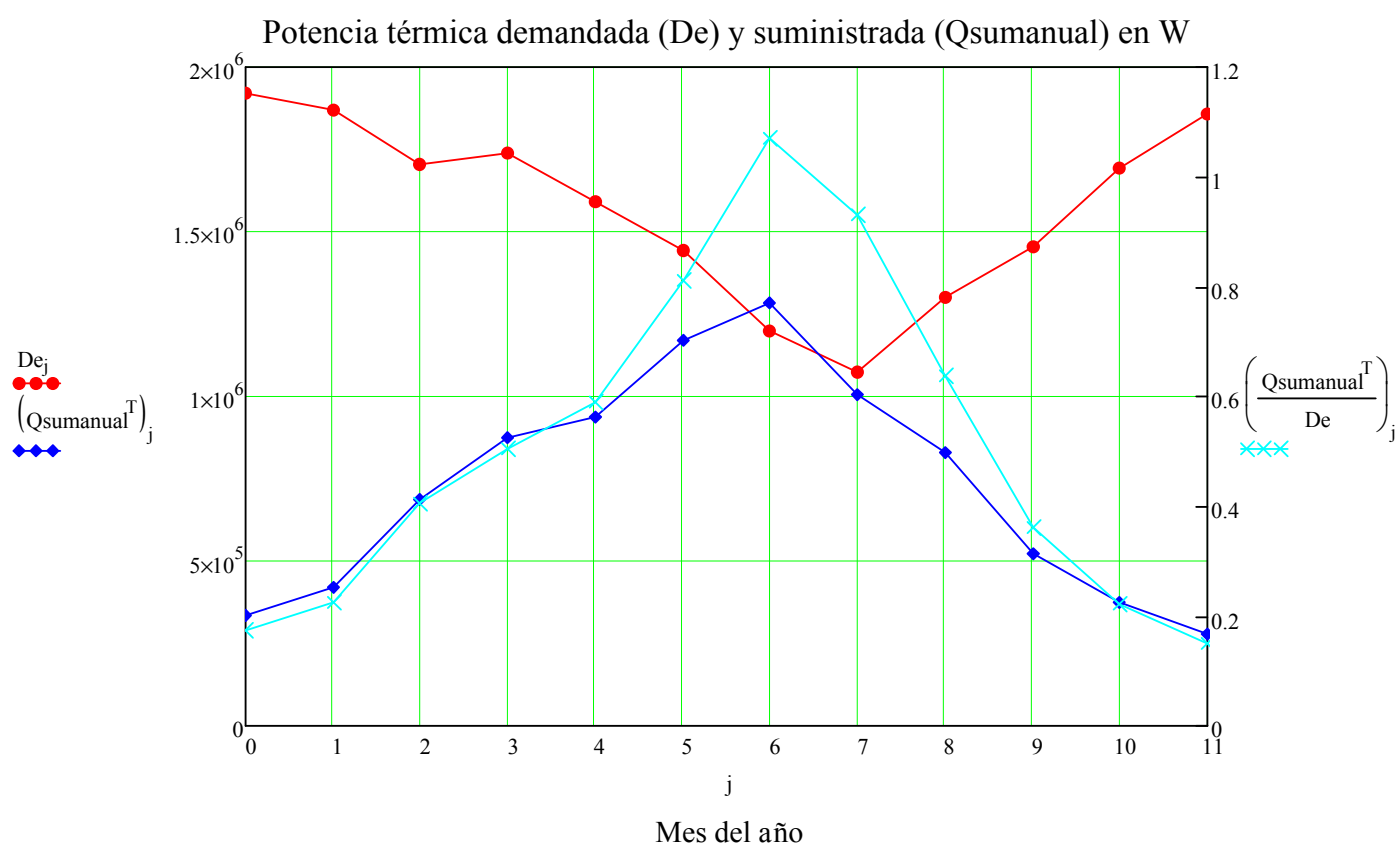


Figura 94: Potencia térmica mensual demanda y suministrada



En la gráfica anterior se muestran gráficamente los resultados del procedimiento de cálculo seguido para calcular la fracción solar.

Como se puede observar, la potencia térmica demandada es mayor en los meses de invierno que en los meses de verano, justo cuando la radiación solar incidente en los colectores es mayor; por lo que la potencia térmica aportada aumenta en los meses de verano, llegando incluso a ser mayor la potencia térmica aportada que la demandada en el mes de Julio.

En el eje Y se representa la potencia térmica demandada y suministrada, mientras que en el eje Y secundario la fracción solar mensual.

Si sumamos la potencia térmica suministrada anual y la dividimos por la potencia térmica demandada anual, obtendremos la fracción solar anual. Se obtiene un resultado de 0,463.

Debe tenerse en cuenta, que el resultado obtenido ha sido calculado para el volumen óptimo de cada mes. Este cálculo tiene valor didáctico o de investigación, puesto que debería estudiarse el efecto que tiene sobre el resultado final la elección de un determinado tanque de almacenamiento, ya que en la instalación solar que se proyecte el volumen del tanque no será variable.

## **CAPÍTULO 10: ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL**

## 10.-ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL

En este apartado trataremos de estudiar el efecto que tiene proyectar una instalación solar sobre las emisiones de CO<sub>2</sub>. Para ello se utilizarán valores medios mensuales.

Las emisiones de los principales combustibles se muestran a continuación:

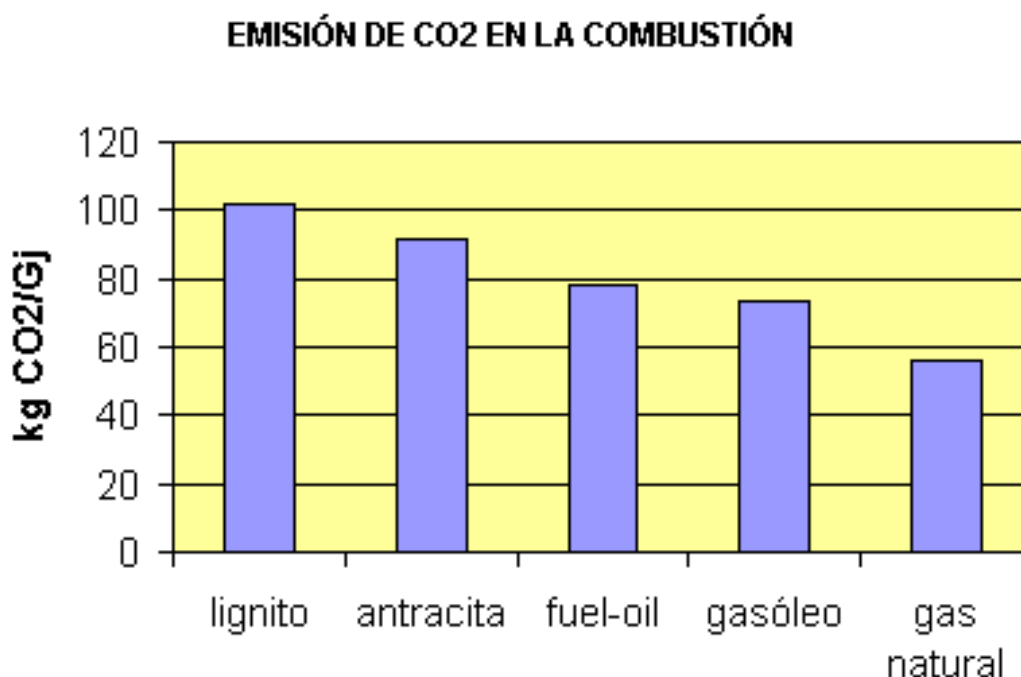


Figura 95: Emisiones de CO<sub>2</sub> de algunos combustibles

Fuente: [www.mityc.es](http://www.mityc.es)

Las emisiones de gas natural, principal combustible utilizado, son de unos 56 kg CO<sub>2</sub>/GJ.

Para calcular las emisiones, consideraremos la energía suministrada, la demandada, la fracción solar cubierta y el aporte auxiliar.

En la siguiente tabla se resumen los resultados obtenidos mes a mes, en el caso de utilizar gas natural como combustible.

Mes	Demanda (J)	Suministro (J)	f	Aporte auxiliar (J)	Aporte auxiliar (GJ)	KgCO <sub>2</sub> emitidos con aporte solar	KgCO <sub>2</sub> emitidos sin aporte solar
<b>Enero</b>	3,57E+10	1,07E+10	0,30	2,50E+10	24,98	1398,7	1998,1
<b>Febrero</b>	3,14E+10	1,07E+10	0,34	2,07E+10	20,70	1159,1	1756,2
<b>Marzo</b>	3,17E+10	1,87E+10	0,59	1,30E+10	13,02	728,8	1777,7
<b>Abril</b>	3,13E+10	2,16E+10	0,69	9,70E+09	9,70	543,2	1752,2
<b>Mayo</b>	2,96E+10	2,07E+10	0,70	8,87E+09	8,87	496,8	1656,1
<b>Junio</b>	2,60E+10	2,23E+10	0,86	3,64E+09	3,64	203,7	1455,0
<b>Julio</b>	2,23E+10	2,23E+10	1,00	0	0	0	1246,3
<b>Agosto</b>	2,00E+10	1,86E+10	0,93	1,40E+09	1,40	78,5	1121,3
<b>Septiembre</b>	2,34E+10	2,06E+10	0,88	2,81E+09	2,81	157,3	1310,9
<b>Octubre</b>	2,70E+10	1,57E+10	0,58	1,13E+10	11,35	635,5	1513,1
<b>Noviembre</b>	3,05E+10	1,28E+10	0,42	1,77E+10	17,70	991,0	1708,6
<b>Diciembre</b>	3,46E+10	8,64E+09	0,25	2,59E+10	25,92	1451,7	1935,6
<b>Anual</b>	3,43E+11	2,09E+11	0,61	1,34E+11	133,93	<b>7500,1</b>	<b>19231,2</b>

Figura 96: Emisiones de CO<sub>2</sub> de la instalación solar

Si analizamos los resultados, puede comprobarse que la disminución de las emisiones de CO<sub>2</sub> es muy significativa, emitiendo un total de 7,5 toneladas de CO<sub>2</sub> al año con la instalación solar, mientras que en una instalación convencional se emitirían 19,23 toneladas, siendo el ahorro medioambiental de unas 11,73 toneladas al año.

Debido al mayor consumo durante los meses de invierno, las emisiones también son mayores durante estos meses. Durante el mes de Julio, la instalación solar es capaz de abastecer la demanda; por lo que no se producen emisiones de CO<sub>2</sub>.

Proyectando la instalación para abastecer solo el 61% de la demanda, las emisiones también se reducen un 61%. Aumentando la fracción solar conseguiríamos reducir aún más las emisiones, aunque ello provocaría que en los meses de verano la fracción solar sea mayor que la demanda, incluso mayor que las restricciones por normativa.

## **CAPÍTULO 11: ESTUDIO DE MERCADO DEL ACUMULADOR**

## 11.-ESTUDIO DE MERCADO DEL ACUMULADOR

Dado que el tanque de almacenamiento de la instalación supone un coste importante para el presupuesto final de la instalación, se propone un estudio de mercado de este componente para poder escoger el tanque con mayor criterio.

A continuación, se muestran tablas donde comparar el precio del tanque de almacenamiento en función del volumen, la marca y modelo, y material del que se compone.

### *Tanques sin serpentín de epoxi sanitario:*

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
FAGOR	ASF-800	2.750,00 €	800	3,44
Lamborghini	EPOXILAMB/A 1000-PB	3.203,00 €	1000	3,20
Lamborghini	EPOXLAMB/ES 1000-PB	5.258,00 €	1000	5,26
FAGOR	ASF-1000	2.850,00 €	1000	2,85
Lamborghini	EPOXILAMB/A 1500-PB	4.149,00 €	1500	2,77
Lamborghini	EPOXLAMB/ES 1500-PB	5.736,00 €	1500	3,82
FAGOR	ASF-1500	3.900,00 €	1500	2,60
Lamborghini	EPOXILAMB/A 2000-PB	5.077,00 €	2000	2,54
Lamborghini	EPOXLAMB/ES 2000-PB	6.487,00 €	2000	3,24
FAGOR	ASF-2000	4.400,00 €	2000	2,20
Lamborghini	EPOXILAMB/A 2500-PB	5.447,00 €	2500	2,18
Lamborghini	EPOXLAMB/ES 2500-PB	7.952,00 €	2500	3,18
Lamborghini	EPOXILAMB/A 3000-PB	6.329,00 €	3000	2,11
Lamborghini	EPOXLAMB/ES 3000-PB	8.525,00 €	3000	2,84
FAGOR	ASF-3000	6.450,00 €	3000	2,15
Lamborghini	EPOXILAMB/A 4000-PB	7.403,00 €	4000	1,85
Lamborghini	EPOXLAMB/ES 4000-PB	10.717,00 €	4000	2,68
FAGOR	ASF-4000	7.300,00 €	4000	1,83
Lamborghini	EPOXILAMB/A 5000-PB	10.341,00 €	5000	2,07
Lamborghini	EPOXLAMB/ES 5000-PB	12.746,00 €	5000	2,55
FAGOR	ASF-5000	8.425,00 €	5000	1,69
			<b>MEDIA</b>	<b>2,72</b>

Figura 97: Volumen y precio de tanques sin serpentín de epoxi sanitario

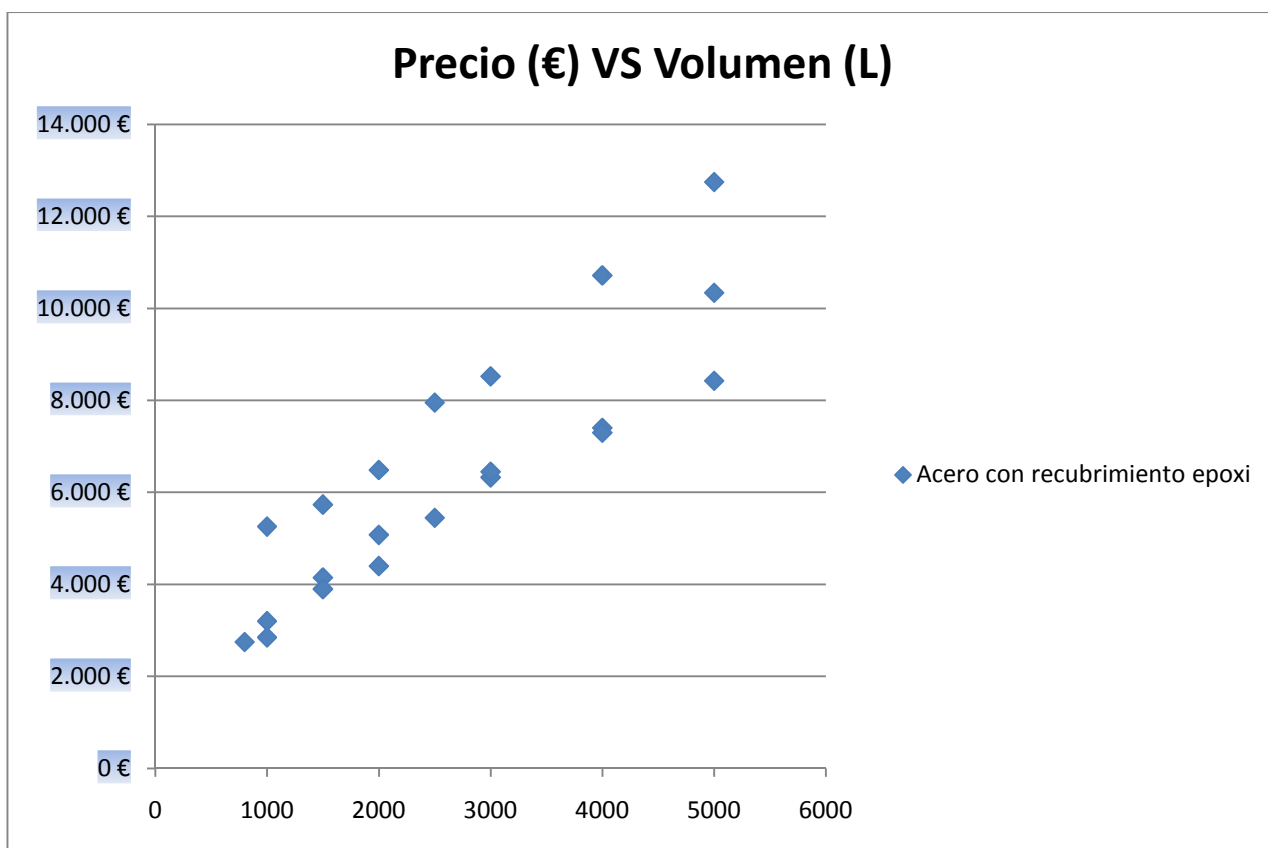


Figura 98: Volumen y precio de tanques sin serpentín de epoxi sanitario

De la figura 98 se distinguen 2 familias de tanques de almacenamiento, diferenciándolas que las de mayor precio incorporan un pequeño interacumulador. Todos los tanques admiten una presión máxima de trabajo de 8 bares.

***Tanques sin serpentín de acero inoxidable:***

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
S. ESCODA	Geiser inox GX-60-S	539,00 €	60	8,98
S. ESCODA	Geiser inox GX-60-D	625,00 €	60	10,42
S. ESCODA	Geiser inox GX-60-DEC	711,00 €	60	11,85
Lamborghini	INOXLAMB/A 80-P	617,00 €	80	7,71
Lamborghini	INOXLAMB/A 80-C	617,00 €	80	7,71
Lamborghini	INOXLAMB/ES 80-P	841,00 €	80	10,51
Lamborghini	INOXLAMB/ES 80-C	841,00 €	80	10,51
S. ESCODA	Geiser inox GX-100-S	599,00 €	100	5,99
S. ESCODA	Geiser inox GX-100-D	676,00 €	100	6,76
S. ESCODA	Geiser inox GX-100-DEC	821,00 €	100	8,21
Lamborghini	INOXLAMB/A 100-P	669,00 €	100	6,69
Lamborghini	INOXLAMB/A 100-C	669,00 €	100	6,69
Lamborghini	INOXLAMB/ES 100-P	992,00 €	100	9,92
Lamborghini	INOXLAMB/ES 100-C	992,00 €	100	9,92

Ariston	CNA1R	679,00 €	145	4,68
S. ESCODA	Geiser inox GX-150-S	739,00 €	150	4,93
S. ESCODA	Geiser inox GX-150-D	817,00 €	150	5,45
S. ESCODA	Geiser inox GX-150-DEC	990,00 €	150	6,60
Lamborghini	INOXLAMB/A 150-P	795,00 €	150	5,30
Lamborghini	INOXLAMB/A 150-C	795,00 €	150	5,30
Lamborghini	INOXLAMB/ES 150-P	1.050,00 €	150	7,00
Lamborghini	INOXLAMB/ES 150-C	1.050,00 €	150	7,00
Lamborghini	SYSTEMLAMB 150	2.631,00 €	150	17,54
Ariston	CNA2R	754,00 €	185	4,08
S. ESCODA	Geiser inox GX-200-R	963,00 €	200	4,82
S. ESCODA	Geiser inox GX-200-S	989,00 €	200	4,95
S. ESCODA	Geiser inox GX-200-D	1.123,00 €	200	5,62
S. ESCODA	Geiser inox GX-200-DEC	1.539,00 €	200	7,70
Lamborghini	INOXLAMB/A 200-P	946,00 €	200	4,73
Lamborghini	INOXLAMB/A 200-C	946,00 €	200	4,73
Lamborghini	INOXLAMB/ES 200-P	1.193,00 €	200	5,97
Lamborghini	INOXLAMB/ES 200-C	1.193,00 €	200	5,97
Ariston	CNA3R	1.223,00 €	280	4,37
S. ESCODA	Geiser inox GX-300-R	1.325,00 €	300	4,42
S. ESCODA	Geiser inox GX-300-S	1.415,00 €	300	4,72
S. ESCODA	Geiser inox GX-300-D	1.570,00 €	300	5,23
S. ESCODA	Geiser inox GX-300-DEC	2.035,00 €	300	6,78
Lamborghini	INOXLAMB/A 300-P	1.681,00 €	300	5,60
Lamborghini	INOXLAMB/A 300-PB	2.298,00 €	300	7,66
Lamborghini	INOXLAMB/ES 300-P	2.141,00 €	300	7,14
Lamborghini	INOXLAMB/ES 300-PB	2.758,00 €	300	9,19
Lamborghini	SYSTEMLAMB 300	3.205,00 €	300	10,68
S. ESCODA	Geiser inox GX-500-R	1.884,00 €	500	3,77
S. ESCODA	Geiser inox GX-500-S	2.061,00 €	500	4,12
S. ESCODA	Geiser inox GX-500-D	2.246,00 €	500	4,49
S. ESCODA	Geiser inox GX-500-DEC	2.656,00 €	500	5,31
S. ESCODA	Geiser inox GX-500-DEC3F5	2.799,00 €	500	5,60
S. ESCODA	Geiser inox GX-500-DEC3F7	2.828,00 €	500	5,66
Lamborghini	INOXLAMB/A 500-P	2.170,00 €	500	4,34
Lamborghini	INOXLAMB/A 500-PB	2.787,00 €	500	5,57
Lamborghini	INOXLAMB/ES 500-P	3.005,00 €	500	6,01
Lamborghini	INOXLAMB/ES 500-PB	3.622,00 €	500	7,24
VAILLANT	VIH 750 X	4.127,00 €	750	5,50
S. ESCODA	Geiser inox GX-750-R	2.680,00 €	750	3,57
Lamborghini	INOXLAMB/A 750-P	2.628,00 €	750	3,50
Lamborghini	INOXLAMB/A 750-PB	3.244,00 €	750	4,33
Lamborghini	INOXLAMB/ES 750-P	3.681,00 €	750	4,91
Lamborghini	INOXLAMB/ES 750-PB	4.299,00 €	750	5,73
S. ESCODA	Geiser inox GX-800-RB	3.300,00 €	800	4,13
VAILLANT	VIH 1000 X	5.932,50 €	1.000	5,93
S. ESCODA	Geiser inox GX-1000-R	3.220,00 €	1000	3,22
S. ESCODA	Geiser inox GX-1000-RB	3.838,00 €	1000	3,84
Lamborghini	INOXLAMB/A 1000-PB	5.111,00 €	1000	5,11
Lamborghini	INOXLAMB/ES 1000-PB	6.392,00 €	1000	6,39
VAILLANT	VIH 1500 X	8.856,50 €	1.500	5,90
S. ESCODA	IMXV 1500 RB INOX	6.952,00 €	1500	4,63



Lamborghini	INOXLAMB/A 1500-PB	6.291,00 €	1500	4,19
Lamborghini	INOXLAMB/ES 1500-PB	7.446,00 €	1500	4,96
VAILLANT	VIH 2000 X	9.689,50 €	2.000	4,84
FAGOR	DI-2000	3.200,00 €	2000	1,60
S. ESCODA	IMXV 2000 RB INOX	7.547,00 €	2000	3,77
Lamborghini	INOXLAMB/A 2000-PB	9.059,00 €	2000	4,53
Lamborghini	INOXLAMB/ES 2000-PB	9.888,00 €	2000	4,94
VAILLANT	VIH 2500 X	13.427,00 €	2.500	5,37
S. ESCODA	IMXV 2500 RB INOX	10.222,00 €	2500	4,09
Lamborghini	INOXLAMB/A 2500-PB	10.281,00 €	2500	4,11
Lamborghini	INOXLAMB/ES 2500-PB	12.409,00 €	2500	4,96
VAILLANT	VIH 3000 X	14.318,00 €	3.000	4,77
S. ESCODA	IMXV 3000 RB INOX	11.167,00 €	3000	3,72
Lamborghini	INOXLAMB/A 3000-PB	12.505,00 €	3000	4,17
Lamborghini	INOXLAMB/ES 3000-PB	15.039,00 €	3000	5,01
VAILLANT	VIH 3500 X	15.111,00 €	3.500	4,32
S. ESCODA	IMXV 3500 RB INOX	11.733,00 €	3500	3,35
VAILLANT	VIH 4000 X	17.849,50 €	4.000	4,46
S. ESCODA	IMXV 4000 RB INOX	13.697,00 €	4000	3,42
Lamborghini	INOXLAMB/A 4000-PB	14.869,00 €	4000	3,72
Lamborghini	INOXLAMB/ES 4000-PB	18.649,00 €	4000	4,66
VAILLANT	VIH 5000 X	18.931,00 €	5.000	3,79
S. ESCODA	IMXV 5000 RB INOX	14.468,00 €	5000	2,89
Lamborghini	INOXLAMB/A 5000-PB	20.033,00 €	5000	4,01
Lamborghini	INOXLAMB/ES 5000-PB	22.840,00 €	5000	4,57
			<b>MEDIA</b>	<b>5,75</b>

Figura 99: Volumen y precio de tanques sin serpentín de acero inoxidable

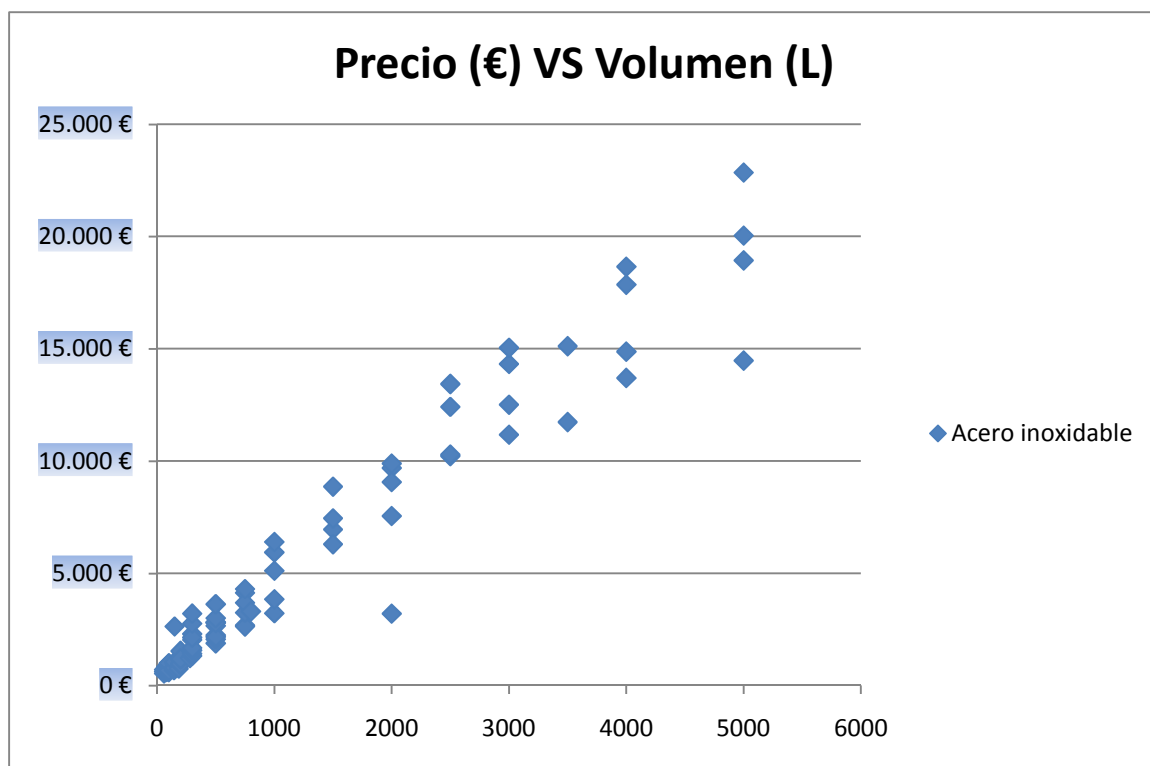


Figura 100: Volumen y precio de tanques sin serpentín de acero inoxidable

Como se puede comprobar en la figura 100, el precio de los tanques de almacenamiento de acero inoxidable es creciente con el volumen de tanque, siendo la diferencia de precio entre volúmenes iguales la incorporación de un pequeño interacumulador, y en algunos casos, un equipo eléctrico.

***Tanques sin serpentín de acero negro:***

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
VAILLANT	VI 600	1.233,00 €	605	2,04
Saunier-Duval	BDLN 600	1.288,00 €	605	2,13
VAILLANT	VI 800	1.946,50 €	772	2,52
Saunier-Duval	BDLN 800	2.035,00 €	772	2,64
VAILLANT	VI 1000	2.095,50 €	970	2,16
Saunier-Duval	BDLN 1000	2.196,00 €	970	2,26
VAILLANT	VI 1500	3.199,00 €	1.500	2,13
Saunier-Duval	BDLN 1500	2.696,00 €	1500	1,80
VAILLANT	VI 2000	3.550,00 €	2.000	1,78
Saunier-Duval	BDLN 2000	2.990,00 €	2000	1,50
VAILLANT	VI 2500	4.293,50 €	2.500	1,72
Saunier-Duval	BDLN 2500	3.615,00 €	2500	1,45
VAILLANT	VI 3000	4.672,00 €	3.000	1,56
Saunier-Duval	BDLN 3000	3.933,00 €	3000	1,31
VAILLANT	VI 3500	4.830,50 €	3.500	1,38
Saunier-Duval	BDLN 3500	4.065,00 €	3500	1,16
VAILLANT	VI 4000	5.557,00 €	4.000	1,39
Saunier-Duval	BDLN 4000	4.565,00 €	4000	1,14
VAILLANT	VI 5000	6.943,00 €	5.000	1,39
Saunier-Duval	BDLN 5000	6.274,00 €	5000	1,25
			<b>MEDIA</b>	<b>1,73</b>

Figura 101: Volumen y precio de tanques sin serpentín de acero negro

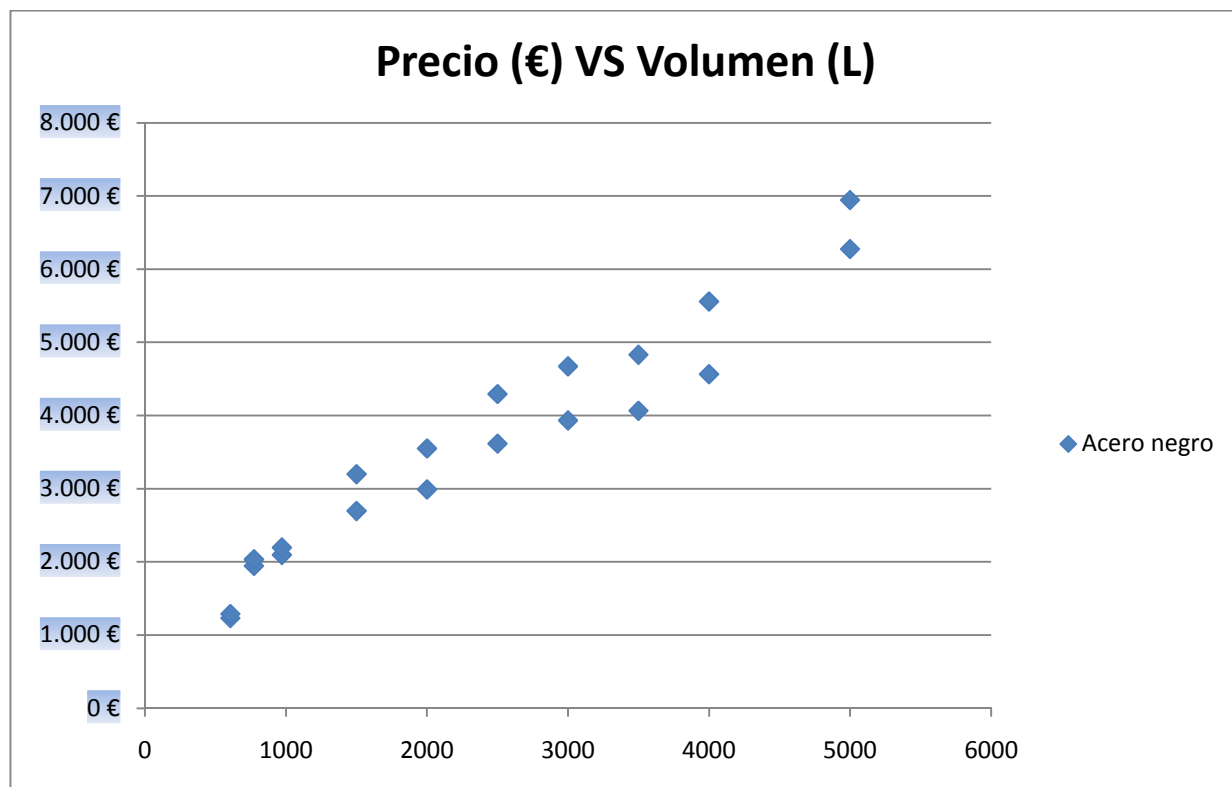


Figura 102: Volumen y precio de tanques sin serpentín de acero negro

De nuevo la figura 102, muestra dos familias de tanques de almacenamiento. Los tanques de almacenamiento representados tienen las mismas características, correspondiendo los tanques más caros al fabricante Vaillant y los más económicos al fabricante Saunier-Duval.

### ***Tanques sin serpentín de acero vitrificado:***

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
Ariston	ARB 80	325,00 €	80	4,06
Ariston	ARB 100	374,00 €	100	3,74
Ariston	ARB 120	425,00 €	120	3,54
BUDERUS	Logalux SW	750,00 €	120	6,25
Lamborghini	VITROLAMB 120 1C	600,00 €	120	5,00
BUDERUS	Logalux L 135	1.017,00 €	135	7,53
Ariston	ARB 150	483,00 €	150	3,22
BUDERUS	Logalux L 160	1.100,00 €	160	6,88
BUDERUS	Logalux SU	990,00 €	160	6,19
BUDERUS	Logalux SU W	990,00 €	160	6,19
Lamborghini	VITROLAMB 160 1C	681,00 €	160	4,26
Lamborghini	SYSTEMLAMB VITRO 160	2.030,00 €	160	12,69

Ariston	ARB 200	610,00 €	200	3,05
BUDERUS	Logalux L 200	1.190,00 €	200	5,95
BUDERUS	Logalux SU	1.090,00 €	200	5,45
BUDERUS	Logalux SU W	1.090,00 €	200	5,45
S. ESCODA	CV 200 SR	891,00 €	200	4,46
Lamborghini	VITROLAMB 200 1C	820,00 €	200	4,10
Lamborghini	SYSTEMLAMB VITRO 200	2.114,00 €	200	10,57
Ariston	ARBS 300	1.090,00 €	300	3,63
BUDERUS	Logalux SU	1.330,00 €	300	4,43
BUDERUS	Logalux SU W	1.330,00 €	300	4,43
S. ESCODA	CV 300 SR	1.055,00 €	300	3,52
Lamborghini	VITROLAMB 300 1C	1.139,00 €	300	3,80
Lamborghini	SYSTEMLAMB VITRO 300	2.394,00 €	300	7,98
BUDERUS	Logalux SF	1.412,00 €	400	3,53
BUDERUS	Logalux LTN	5.730,00 €	400	14,33
BUDERUS	Logalux LF	4.813,00 €	400	12,03
Ariston	ARBS 450	1.478,00 €	450	3,28
S. ESCODA	CV 500 SR	1.515,00 €	480	3,16
Ecoesfera	1010401020 ACUMULADOR ECOESFERA WPH 500	800,25 €	500	1,60
BUDERUS	Logalux SF	1.813,00 €	500	3,63
Lamborghini	VITROLAMB 500 1C	1.730,00 €	500	3,46
BUDERUS	Logalux LTN	6.220,00 €	550	11,31
BUDERUS	Logalux LF	5.518,00 €	550	10,03
BUDERUS	Gama G	1.250,00 €	600	2,08
BUDERUS	Logalux L2F	9.872,00 €	602	16,40
BUDERUS	Logalux L2F	11.260,00 €	685	16,44
Ecoesfera	1010401021 ACUMULADOR ECOESFERA WPH 750	921,53 €	750	1,23
Ariston	O'BIO 750	3.590,00 €	750	4,79
VAILLANT	VIH 750	2.281,00 €	750	3,04
BUDERUS	Logalux SF	2.564,00 €	750	3,42
BUDERUS	Logalux LTN	6.670,00 €	750	8,89
BUDERUS	Logalux LF	5.875,00 €	750	7,83
BUDERUS	Logalux L2F	12.074,00 €	762	15,85
S. ESCODA	CV 750 SR	1.917,00 €	795	2,41
Saunier-Duval	BDLE 800	2.071,00 €	800	2,59
BUDERUS	Logalux L2TN	11.462,00 €	800	14,33
BUDERUS	Gama G	1.950,00 €	800	2,44
BUDERUS	Logalux L2F	13.721,00 €	860	15,95
BUDERUS	Logalux L3F	14.972,00 €	914	16,38
Saunier-Duval	BDLE 1000	2.361,00 €	930	2,54
BUDERUS	Logalux LTN	7.173,00 €	950	7,55
BUDERUS	Logalux LF	6.656,00 €	950	7,01
FAGOR	DI-1000	2.450,00 €	970	2,53
S. ESCODA	CV 1000 SR	2.191,00 €	995	2,20
S. ESCODA	CV 1000 SR DN 400	2.500,00 €	995	2,51
Ecoesfera	1010401022 ACUMULADOR ECOESFERA WPH 1000	1.127,78 €	1000	1,13
Ariston	O'BIO 1000	3.790,00 €	1000	3,79
VAILLANT	VIH 1000	2.985,50 €	1.000	2,99
BUDERUS	Logalux SF	3.428,00 €	1000	3,43
BUDERUS	Gama G	2.110,00 €	1000	2,11

BAXIROCA	Depósito acumulador solar AS 1000-IN E	2.523,00 €	1000	2,52
BUDERUS	Logalux L3F	17.043,00 €	1040	16,39
BUDERUS	Logalux L2TN	12.458,00 €	1100	11,33
BUDERUS	Logalux L3F	18.314,00 €	1157	15,83
BUDERUS	Logalux L3TN	17.192,00 €	1200	14,33
BUDERUS	Logalux L2F	19.395,00 €	1450	13,38
Ariston	O'BIO 1500	4.520,00 €	1500	3,01
Saunier-Duval	BDLE 1500	3.404,00 €	1500	2,27
VAILLANT	VIH 1500	4.056,50 €	1.500	2,70
BUDERUS	Logalux LTN	10.262,00 €	1500	6,84
BUDERUS	Logalux L2TN	13.340,00 €	1500	8,89
BUDERUS	Logalux LF	9.496,00 €	1500	6,33
BUDERUS	Gama MV-I	2.600,00 €	1500	1,73
S. ESCODA	IMVV 1500 RB	2.859,00 €	1500	1,91
BUDERUS	Logalux L3TN	18.656,00 €	1650	11,31
BUDERUS	Logalux L2F	23.000,00 €	1887	12,19
Ariston	O'BIO 2000	4.685,00 €	2000	2,34
Saunier-Duval	BDLE 2000	3.769,00 €	2000	1,88
VAILLANT	VIH 2000	4.490,00 €	2.000	2,25
BUDERUS	Logalux LTN	13.603,00 €	2000	6,80
BUDERUS	Logalux LF	11.300,00 €	2000	5,65
BUDERUS	Gama MV-I	2.920,00 €	2000	1,46
S. ESCODA	IMVV 2000 RB	3.011,00 €	2000	1,51
BAXIROCA	Depósito acumulador solar AS 2000-IN E	4.706,00 €	2000	2,35
BUDERUS	Logalux L2F	25.307,00 €	2085	12,14
BUDERUS	Logalux L3TN	2.012,00 €	2250	0,89
BUDERUS	Logalux L2F	27.300,00 €	2405	11,35
Ariston	O'BIO 2500	5.265,00 €	2500	2,11
Saunier-Duval	BDLE 2500	4.505,00 €	2500	1,80
VAILLANT	VIH 2500	5.368,50 €	2.500	2,15
BUDERUS	Logalux LTN	5.073,00 €	2500	2,03
BUDERUS	Logalux LF	12.478,00 €	2500	4,99
S. ESCODA	IMVV 2500 RB	3.772,00 €	2500	1,51
Ariston	O'BIO 3000	5.580,00 €	3000	1,86
Saunier-Duval	BDLE 3000	4.762,00 €	3000	1,59
VAILLANT	VIH 3000	5.674,50 €	3.000	1,89
BUDERUS	Logalux LTN	15.754,00 €	3000	5,25
BUDERUS	Logalux L2TN	2.052,00 €	3000	0,68
BUDERUS	Logalux LF	13.442,00 €	3000	4,48
S. ESCODA	IMVV 3000 RB	4.062,00 €	3000	1,35
BAXIROCA	AS 3000-IN E	6.254,00 €	3000	2,08
Saunier-Duval	BDLE 3500	5.651,00 €	3500	1,61
VAILLANT	VIH 3500	6.733,00 €	3.500	1,92
S. ESCODA	IMVV 3500 RB	4.683,00 €	3500	1,34
Saunier-Duval	BDLE 4000	6.006,00 €	4000	1,50
VAILLANT	VIH 4000	7.155,00 €	4.000	1,79
BUDERUS	Logalux L2TN	27.206,00 €	4000	6,80
S. ESCODA	IMVV 4000 RB	4.981,00 €	4000	1,25
Saunier-Duval	BDLE 5000	7.292,00 €	5000	1,46
VAILLANT	VIH 5000	8.687,50 €	5.000	1,74
BUDERUS	Logalux L2TN	30.145,00 €	5000	6,03

S. ESCODA	IMVV 5000 RB	6.059,00 €	5000	1,21
BUDERUS	Logalux L2TN	31.708,00 €	6000	5,28
			<b>MEDIA</b>	<b>5,35</b>

Figura 103: Volumen y precio de tanques sin serpentín de acero vitrificado

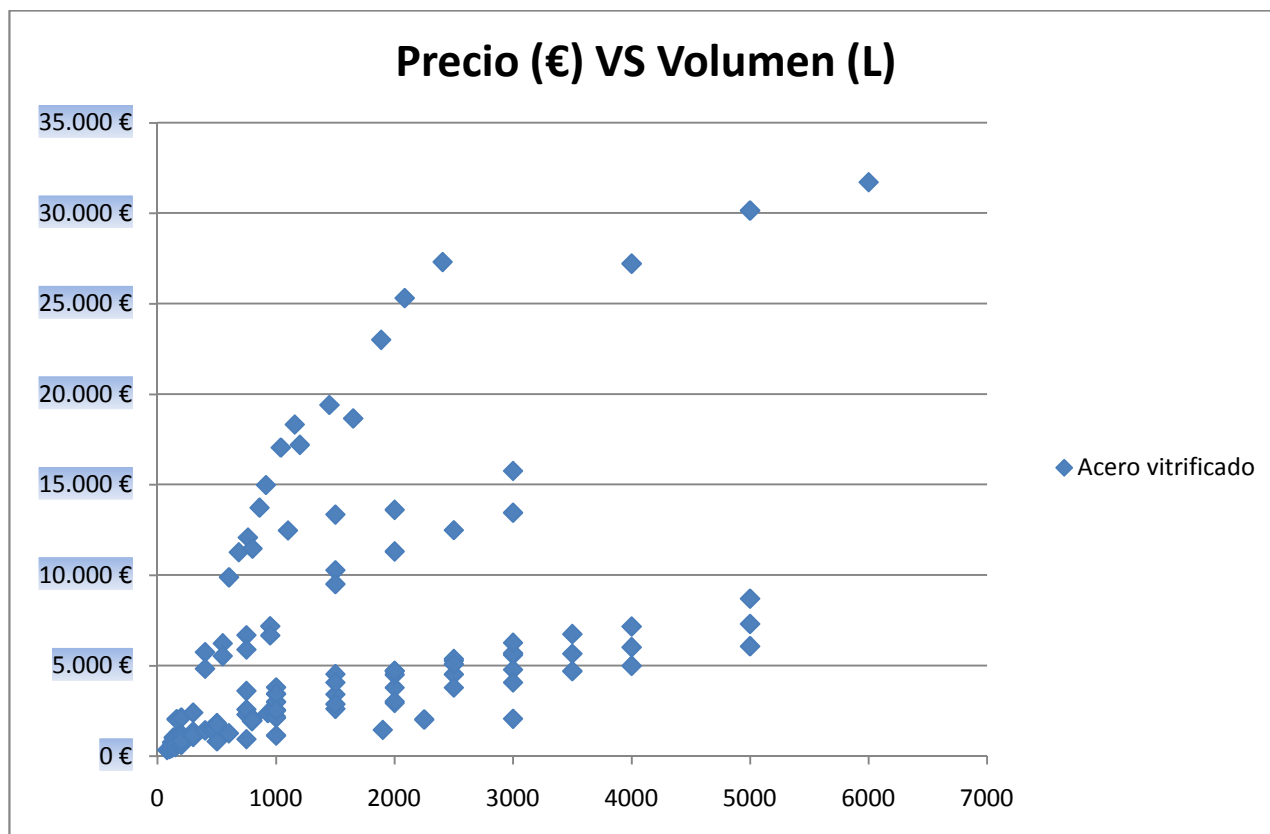


Figura 104: Volumen y precio de tanques sin serpentín de acero vitrificado

La figura 104 muestra la evolución del precio de los tanques de almacenamiento de acero vitrificado sin serpentín; pudiéndose comprobar la existencia de 3 familias de acumuladores. La diferencia de precio se basa en la presión máxima de trabajo; y por lo tanto, en el espesor del tanque. También es importante destacar la diferencia de precio debida a los diferentes fabricantes.

De las tablas y gráficas anteriores, podemos extraer información importante para proyectar la instalación solar con criterios económicos. Se observa que los tanques de almacenamiento de acero inoxidable son los más caros, a igual tamaño de tanque; mientras que los más baratos son los de acero negro.

Los precios siguen una cierta tendencia al alza al aumentar el tamaño del tanque para tanque de una misma marca, mientras que al comparar entre distintas marcas, se obtienen datos más difusos, siendo la variación entre marcas en ocasiones muy importante. Los tanques de acero vitrificado son los que presentan mayor diferencia de precio entre marcas.

Desde el punto de vista de la calidad en servicio, aunque la normativa lo permite, se desaconseja la utilización de tanques de almacenamiento de acero negro. Ya que el agua contenida en el tanque será el agua de consumo, se recomienda la instalación de tanques de acero inoxidable.

### ***Tanques de un único serpentín de acero vitrificado:***

<b>MARCA</b>	<b>MODELO</b>	<b>PRECIO (€)</b>	<b>Volumen(L)</b>	<b>P/V (€/L)</b>
Solaris	110080 60L	400,00 €	60	6,67
Saunier-Duval	VE 75 S	411,00 €	75	5,48
VAILLANT	VIH S 75	433,00 €	75	5,77
Ecoesfera	1010458001 ACUMULADOR DPAV 80	304,43 €	80	3,81
FAGOR	ISF-80M1	765,00 €	80	9,56
S. ESCODA	CV 80 M1 S	510,00 €	80	6,38
Ecoesfera	1010458002 ACUMULADOR DPAV 100	310,20 €	100	3,10
Solaris	110025 100L	500,00 €	100	5,00
Saunier-Duval	VE100 S	484,00 €	100	4,84
VAILLANT	VIH S 100	469,00 €	100	4,69
FAGOR	ISF-110M1	845,00 €	110	7,68
S. ESCODA	CV 110 M1 S	532,00 €	110	4,84
Saunier-Duval	FE 120 S	551,00 €	114	4,83
VAILLANT	VIH S 120	613,00 €	114	5,38
VAILLANT	VIH R 120/5	660,50 €	115	5,74
Ecoesfera	1010401007 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 120	594,00 €	116	5,12
BUDERUS	Logalux LT/1	962,00 €	135	7,13
Solaris	110024 140L	600,00 €	140	4,29
Ariston	BACD	601,00 €	150	4,01
Ariston	BS1S 150	640,00 €	150	4,27
Saunier-Duval	VE 150 S	548,00 €	150	3,65
VAILLANT	VIH R 150/5	706,00 €	150	4,71
FAGOR	ISF-150M1	925,00 €	150	6,17
S. ESCODA	CV 150 M1 S	578,00 €	150	3,85
S. ESCODA	CV 150 M1P	718,00 €	150	4,79
Saunier-Duval	FE150 S	577,00 €	151	3,82
VAILLANT	VIH S 150	723,00 €	151	4,79
Ecoesfera	1010401008 ACUMULADOR	636,90 €	152	4,19

	ECOESFERA WBO 150			
BUDERUS	Logalux LT/1	1.024,00 €	160	6,40
BUDERUS	Logalux ST/4	1.387,00 €	160	8,67
Ecoesfera	1010401009 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 200	723,53 €	197	3,67
Solaris	110026 200L	750,00 €	200	3,75
Ariston	BS1S 200	850,00 €	200	4,25
Silvasol	Interacumulador vertical de 200 litros	1.372,00 €	200	6,86
Saunier-Duval	FE 200 S	788,00 €	200	3,94
VAILLANT	VIH R 200/5	772,50 €	200	3,86
BUDERUS	Logalux LT/1	1.090,00 €	200	5,45
BUDERUS	Logalux ST/4	1.490,00 €	200	7,45
S. ESCODA	CV 200 M1 S	658,00 €	200	3,29
S. ESCODA	CV 200 M1P	987,00 €	200	4,94
S. ESCODA	Geiser inox GX-200-M1	1.314,00 €	200	6,57
Ariston	BS1S 300	1.011,00 €	290	3,49
Saunier-Duval	FE 300 S	1.145,00 €	295	3,88
Solaris	110017 300 L	2.504,00 €	300	8,35
Silvasol	Interacumulador vertical de 300 litros	1.631,00 €	300	5,44
VAILLANT	VIH R 300	1.367,50 €	300	4,56
BUDERUS	Logalux LT/1	1.520,00 €	300	5,07
BUDERUS	Logalux ST/4	1.691,00 €	300	5,64
BUDERUS	Logalux SL	1.885,00 €	300	6,28
BUDERUS	Logalux SL	2.000,00 €	300	6,67
S. ESCODA	CV 300 M1 S	1.105,00 €	300	3,68
S. ESCODA	CV 300 M1P	1.358,00 €	300	4,53
Ecoesfera	1010401010 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 300	815,10 €	310	2,63
Ariston	BS1S 400	1.273,00 €	390	3,26
Ecoesfera	1010401011 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 401	983,40 €	398	2,47
BUDERUS	Logalux SU	2.040,00 €	400	5,10
BUDERUS	Logalux SL	2.670,00 €	400	6,68
Saunier-Duval	FE 400 S	1.555,00 €	404	3,85
Silvasol	Interacumulador vertical de 450 litros	1.995,00 €	450	4,43
Saunier-Duval	FE 500 S	1.884,00 €	475	3,97
Ariston	BS1S 500	1.384,00 €	480	2,88
Ecoesfera	1010401012 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 500	1.153,35 €	490	2,35
Saunier-Duval	FE 500 S	1.884,00 €	496	3,80
Silvasol	Interacumulador vertical 500 litros	2.173,00 €	500	4,35
VAILLANT	VIH R 500	1.958,00 €	500	3,92
FAGOR	ISF-500 S1	2.650,00 €	500	5,30
BUDERUS	Logalux SU	2.268,00 €	500	4,54
BUDERUS	Logalux SL	2.875,00 €	500	5,75
S. ESCODA	CV 500 M1P	1.844,00 €	500	3,69



Solaris	110018 600 L	3.139,00 €	600	5,23
Silvasol	Interacumulador vertical de 700 litros	2.639,00 €	700	3,77
Ecoesfera	1010401013 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 751	1.956,90 €	750	2,61
VAILLANT	VIH 750 S	2.729,00 €	750	3,64
BUDERUS	Logalux SU	3.232,00 €	750	4,31
S. ESCODA	CV 750 M1P	2.109,00 €	750	2,81
Saunier-Duval	BDLE S 800	2.476,00 €	800	3,10
S. ESCODA	CV 800 M1P DN 400	2.405,00 €	800	3,01
Saunier-Duval	BDLE S 1000	2.946,00 €	930	3,17
Ecoesfera	1010401014 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 1000	2.535,23 €	1000	2,54
Solaris	110019 1000L	4.523,00 €	1000	4,52
VAILLANT	VIH 1000 S	3.629,00 €	1.000	3,63
BUDERUS	Logalux SU	3.890,00 €	1000	3,89
S. ESCODA	CV 1000 M1P	2.509,00 €	1000	2,51
S. ESCODA	CV 1000 M1P DN 400	2.805,00 €	1000	2,81
Ecoesfera	1010401027 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 1502 DUO	3.309,90 €	1367	2,42
Ecoesfera	1010401015 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 1500	3.033,53 €	1500	2,02
Solaris	Interacumulador Solar 1500 L	3.000,00 €	1500	2,00
Saunier-Duval	BDLE S 1500	5.137,00 €	1500	3,42
VAILLANT	VIH 1500 S	6.120,00 €	1.500	4,08
Ecoesfera	1010401026 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 2002 DUO	3.769,43 €	1822	2,07
Ecoesfera	1010401025 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 2000 UNO	3.493,88 €	2000	1,75
Solaris	Acumulador Solar 2000 L	3.100,00 €	2000	1,55
Saunier-Duval	BDLE S 2000	5.674,00 €	2000	2,84
VAILLANT	VIH 2000 S	6.759,50 €	2.000	3,38
Solaris	Acumulador Solar 2500 L	3.700,00 €	2500	1,48
Saunier-Duval	BDLE S 2500	7.381,00 €	2500	2,95
VAILLANT	VIH 2500 S	8.793,00 €	2.500	3,52
Solaris	Acumulador Solar 3000 L	4.000,00 €	3000	1,33
Saunier-Duval	BDLE S 3000	7.544,00 €	3000	2,51
VAILLANT	VIH 3000 S	8.987,00 €	3.000	3,00
Saunier-Duval	BDLE S 3500	8.727,00 €	3500	2,49
VAILLANT	VIH 3500 S	10.398,00 €	3.500	2,97
Solaris	Acumulador Solar 4000 L	5.300,00 €	4000	1,33
Saunier-Duval	BDLE S 4000	9.586,00 €	4000	2,40
VAILLANT	VIH 4000 S	11.421,00 €	4.000	2,86
Solaris	Acumulador Solar 5000 L	6.100,00 €	5000	1,22

Saunier-Duval	BDLE S 5000	11.113,00 €	5000	2,22
VAILLANT	VIH 5000 S	13.241,00 €	5.000	2,65
			<b>MEDIA</b>	<b>4,17</b>

Figura 105: Volumen y precio de tanques con 1 serpentín de acero vitrificado

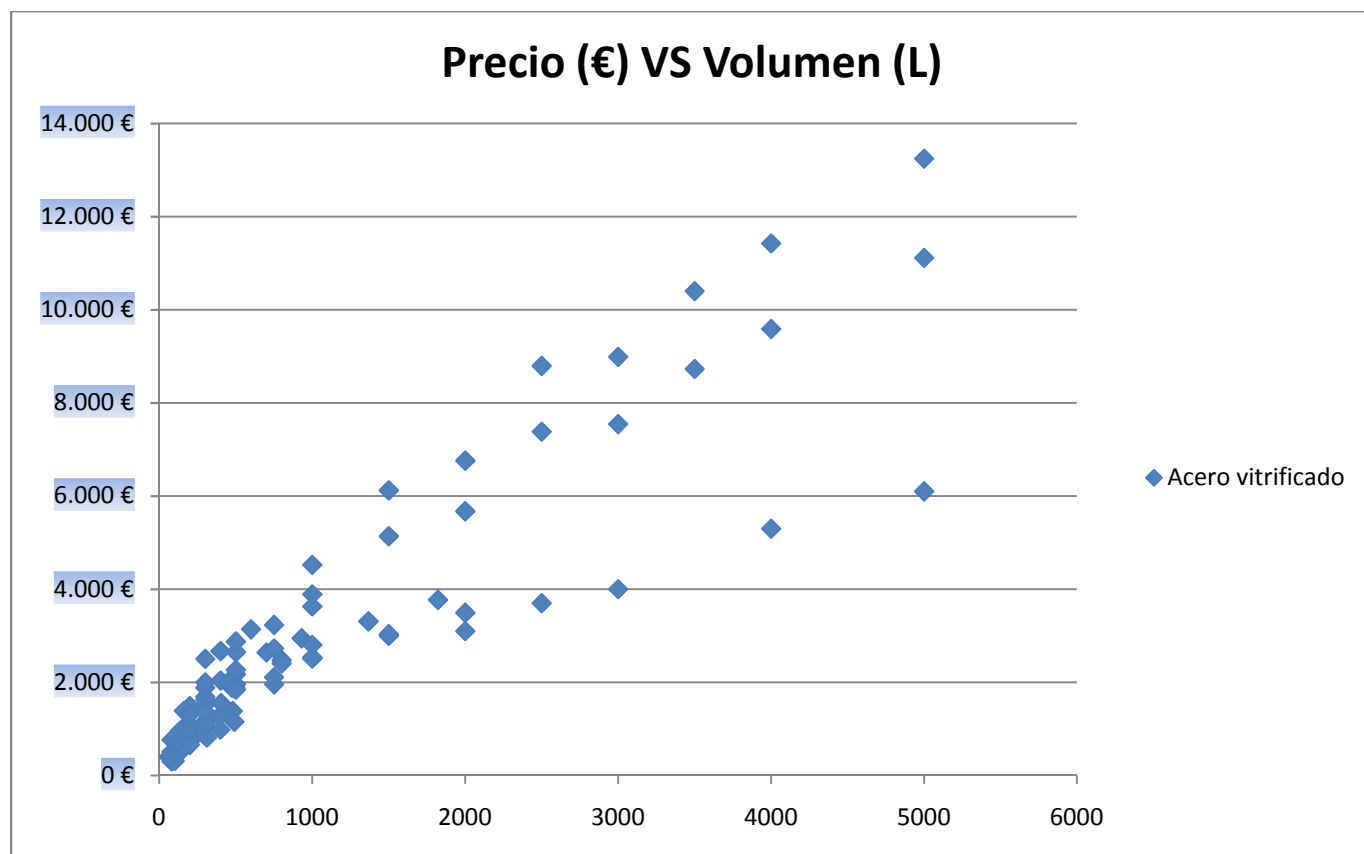


Figura 106: Volumen y precio de tanques con 1 serpentín de acero vitrificado

### ***Tanques de un único serpentín de acero inoxidable:***

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
S. ESCODA	Geiser inox GX-150-TSM	1.073,00 €	150	7,15
Saunier-Duval	BDLIS/1/200 H	1.978,00 €	188	10,52
Saunier-Duval	BDLIS/1/200	1.814,00 €	195	9,30
Solaris	Modelo 200-1S	1.450,00 €	200	7,25
Solaris	Modelo 200-1S Resistencia Eléctrica	1.650,00 €	200	8,25
S. ESCODA	Geiser inox GX-200-TSM	1.432,00 €	200	7,16
Saunier-Duval	BDLIS/1/300	2.400,00 €	287	8,36
Solaris	Modelo 300-1S	1.850,00 €	300	6,17
Solaris	Modelo 300-1S Resistencia Eléctrica	2.150,00 €	300	7,17

S. ESCODA	Geiser inox GX-300-M1	1.737,00 €	300	5,79
Saunier-Duval	BDLIS/1/500	3.361,00 €	480	7,00
S. ESCODA	Geiser inox GX-500-M1	2.433,00 €	500	4,87
VAILLANT	VIH 750 SX	5.573,50 €	750	7,43
S. ESCODA	Geiser inox GX-800-M1	3.522,00 €	800	4,40
VAILLANT	VIH 1000 SX	6.690,50 €	1.000	6,69
S. ESCODA	Geiser inox GX-1000-M1	4.228,00 €	1000	4,23
VAILLANT	VIH 1500 SX	11.412,00 €	1.500	7,61
VAILLANT	VIH 2000 SX	12.492,00 €	2.000	6,25
VAILLANT	VIH 2500 SX	17.894,50 €	2.500	7,16
VAILLANT	VIH 3000 SX	18.834,50 €	3.000	6,28
VAILLANT	VIH 3500 SX	19.856,50 €	3.500	5,67
VAILLANT	VIH 4000 SX	22.909,50 €	4.000	5,73
VAILLANT	VIH 5000 SX	24.198,00 €	5.000	4,84
			<b>MEDIA</b>	<b>6,75</b>

Figura 107: Volumen y precio de tanques con 1 serpentín de acero inoxidable

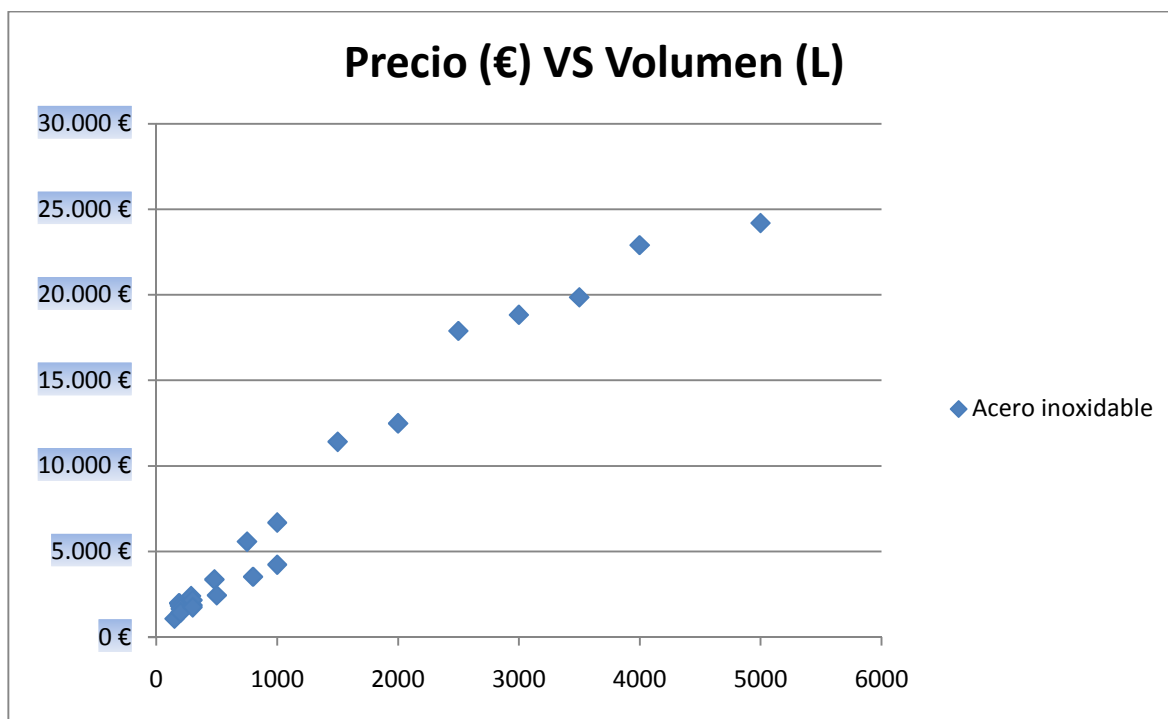


Figura 108: Volumen y precio de tanques con 1 serpentín de acero inoxidable

### ***Tanques de un único serpentín de acero negro:***

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
VAILLANT	VI 1500 S	4.450,50 €	1500	2,97
VAILLANT	VI 2000 S	5.011,00 €	2000	2,51
VAILLANT	VI 2500 S	6.063,50 €	2500	2,43
VAILLANT	VI 3000 S	6.442,00 €	3000	2,15
VAILLANT	VI 3500 S	6.982,50 €	3500	2,00
VAILLANT	VI 4000 S	7.897,50 €	4000	1,97

VAILLANT	VI 5000 S	10.150,00 €	5000	2,03
<b>MEDIA</b>				2,29

Figura 109: Volumen y precio de tanques con 1 serpentín de acero negro

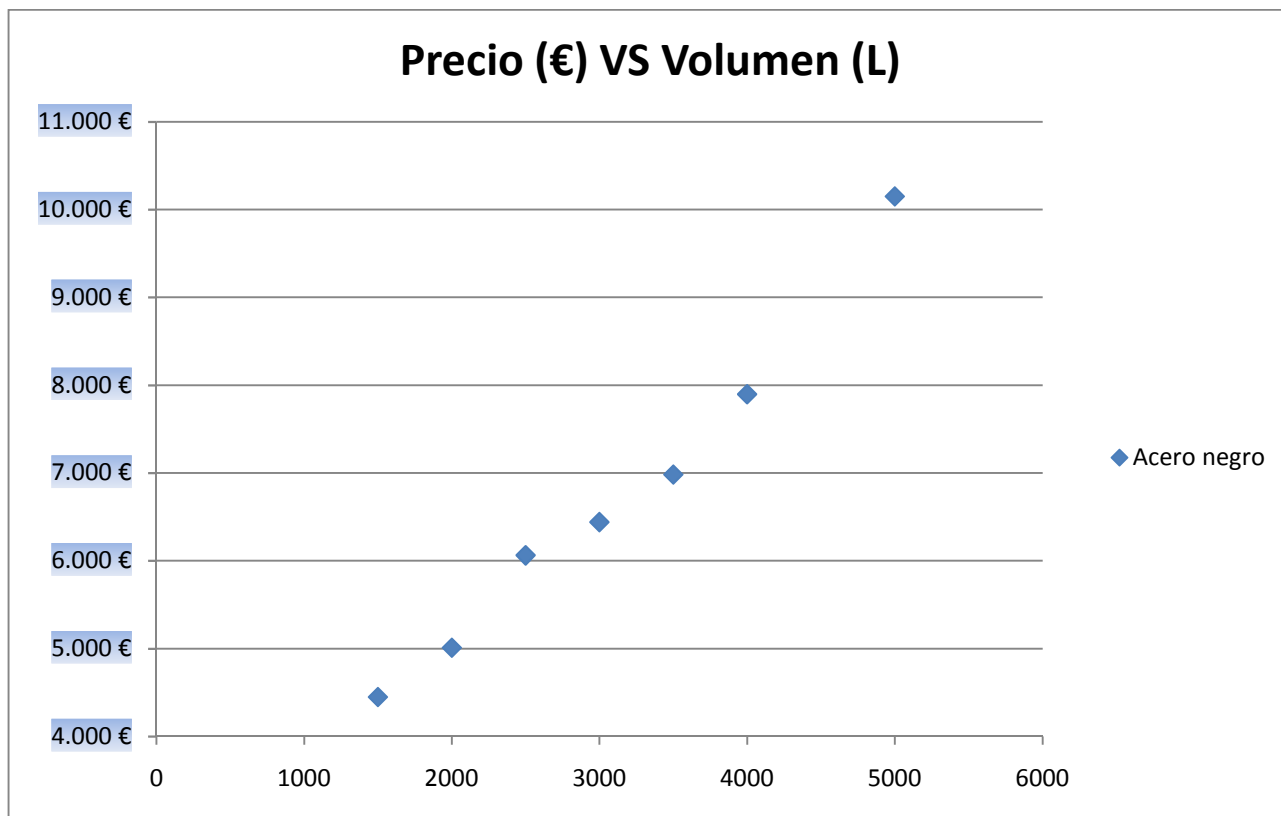


Figura 110: Volumen y precio de tanques con 1 serpentín de acero negro

### ***Tanques de un único serpentín de acero con recubrimiento epoxi:***

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
FAGOR	ISF-150 S1 SR	675,00 €	80	8,44
FAGOR	ISF-200 S1 SR	815,00 €	110	7,41
FAGOR	ISF-300 S1 SR	1.125,00 €	150	7,50
BUDERUS	Gama MV	5.125,00 €	1500	3,42
BUDERUS	Gama MV	5.660,00 €	2000	2,83
BUDERUS	Gama MV	7.530,00 €	3000	2,51
BUDERUS	Gama MV	9.545,00 €	4000	2,39
BUDERUS	Gama MV	11.075,00 €	5000	2,22
<b>MEDIA</b>				4,59

Figura 111: Volumen y precio de tanques con 1 serpentín de acero con recubrimiento epoxi

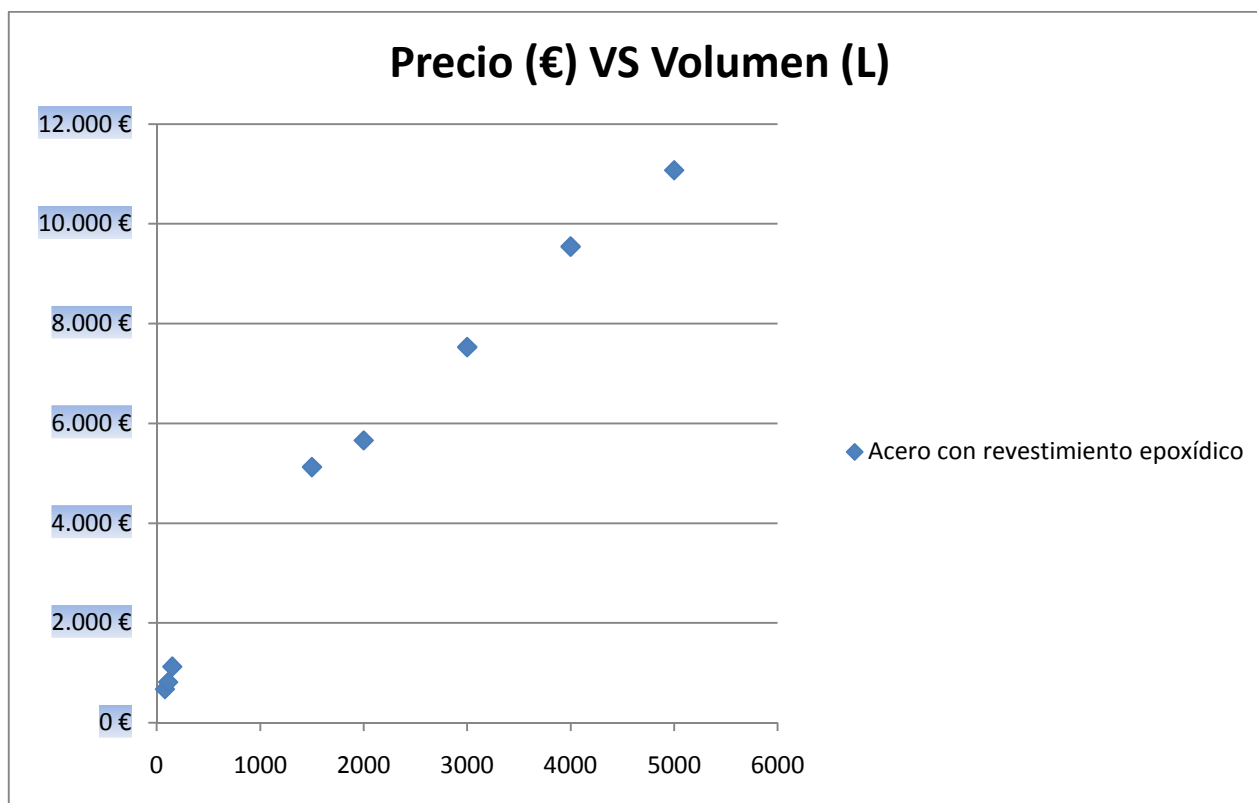


Figura 112: Volumen y precio de tanques con 1 serpentín de acero con recubrimiento epoxi

Del mismo modo que en el caso de tanques de almacenamiento sin serpentín, los tanques de almacenamiento con un serpentín de acero inoxidable son los más caros, aunque se recomienda la instalación de este tipo de tanques. Al incorporar el tanque un serpentín, el precio final se ve incrementado para un mismo volumen.

### ***Tanques de dos serpentines de acero inoxidable:***

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
Solaris	Modelo 200-2S	1.700,00 €	200	8,50
Solaris	Modelo 200-2S Resistencia Eléctrica	2.050,00 €	200	10,25
Saunier-Duval	BDLIS/2/300	2.830,00 €	287	9,86
S. ESCODA	Geiser inox GX-300-M2	2.048,00 €	300	6,83
Solaris	Modelo 300-2S	2.250,00 €	300	7,50
Solaris	Modelo 300-2S Resistencia Eléctrica	2.300,00 €	300	7,67
Saunier-Duval	BDLIS/2/500	3.917,00 €	480	8,16
S. ESCODA	Geiser inox GX-500-M2	2.835,00 €	500	5,67
S. ESCODA	Geiser inox GX-750-M2	4.036,00 €	750	5,38
S. ESCODA	Geiser inox GX-1000-M2	4.817,00 €	1000	4,82
			<b>MEDIA</b>	7,46

Figura 113: Volumen y precio de tanques con 2 serpentines de acero inoxidable

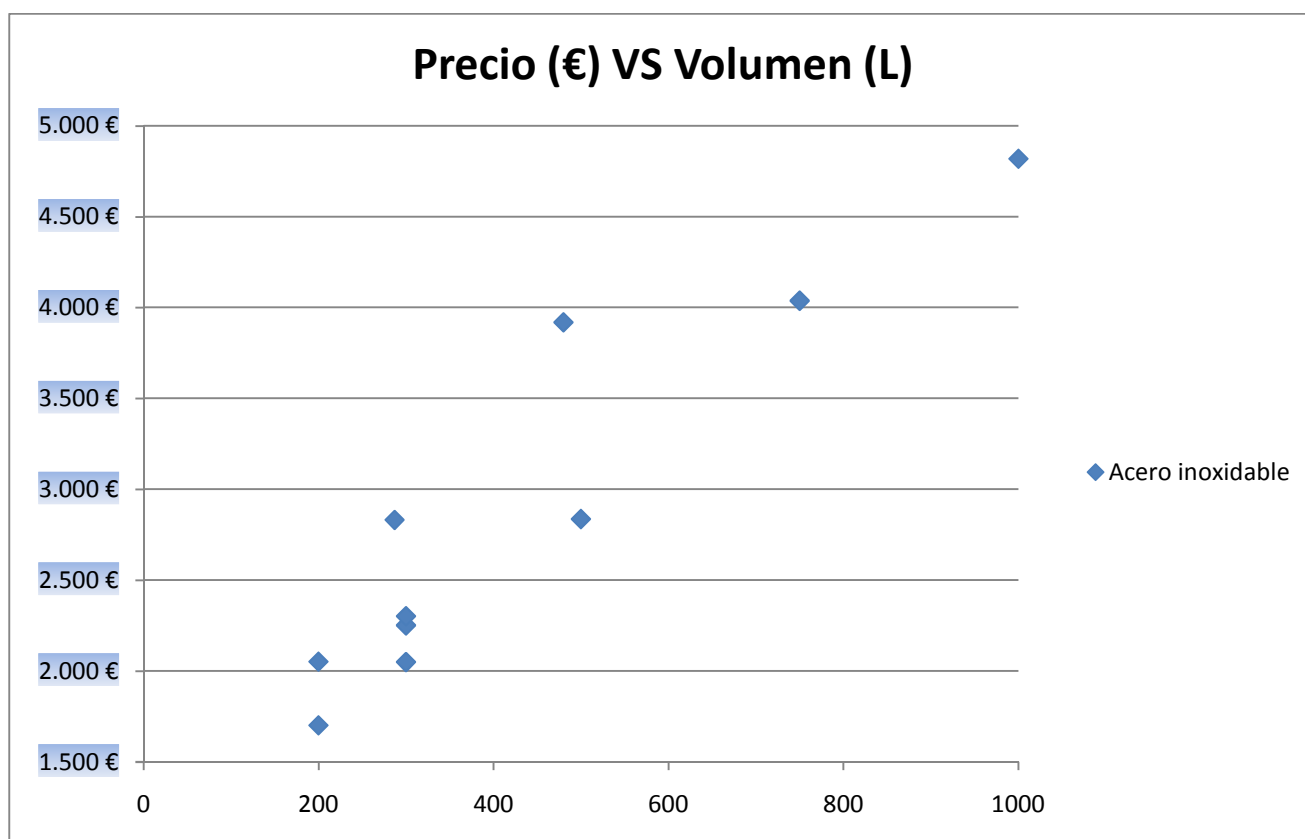


Figura 114: Volumen y precio de tanques con 2 serpentines de acero inoxidable

### ***Tanques de dos serpentines de acero vitrificado:***

MARCA	MODELO	PRECIO (€)	Volumen(L)	P/V (€/L)
Ariston	BS2S 200	953,00 €	190	5,02
Ecoesfera	1010401001 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 212 DUO	792,00 €	193	4,10
BAXIROCA	Depósito acumulador solar AS 200-2 E	1.076,00 €	200	5,38
Thermital	BPS/2 200	970,00 €	200	4,85
Thermital	KOMPACT SOL MR200/2	1.765,00 €	203	8,69
Saunier-Duval	FE 300 SC	1.145,00 €	275	4,16
Ariston	BS2S 300	1.112,00 €	280	3,97
VAILLANT	VIH S 300	1.471,00 €	289	5,09
Thermital	KOMPACT SOL MR300/2	1.945,00 €	298	6,53
BAXIROCA	Depósito acumulador solar AS 300-2 E	1.533,00 €	300	5,11
BUDERUS	Logalux SM	1.545,00 €	300	5,15
S. ESCODA	CV 300 M2P	1.553,00 €	300	5,18
Thermital	BPS/2 300	1.150,00 €	300	3,83
Ecoesfera	1010401002 ACUMULADOR	937,20 €	302	3,10

	ECOESFERA WBO 302 DUO			
Saunier-Duval	FE 400 SC	1.555,00 €	375	4,15
Ariston	BS2S 400	1.401,00 €	380	3,69
Ecoesfera	1010401003 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 403 DUO	1.107,15 €	390	2,84
VAILLANT	VIH S 400	1.667,00 €	398	4,19
BAXIROCA	Depósito acumulador solar AS 400-2 E	1.933,00 €	400	4,83
BUDERUS	Logalux SM	2.130,00 €	400	5,33
S. ESCODA	CV 400 M2P	1.964,00 €	400	4,91
Thermital	BPS/2 430	1.410,00 €	430	3,28
Thermital	KOMPACT SOL MR430/2	2.205,00 €	433	5,09
Ariston	BS2S 500	1.666,00 €	470	3,54
Ecoesfera	1010401004 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 502 DUO	1.351,35 €	480	2,82
VAILLANT	VIH S 500	1.831,00 €	484	3,78
BAXIROCA	Depósito acumulador solar AS 500-2 E	2.135,00 €	500	4,27
BUDERUS	Logalux SM	2.445,00 €	500	4,89
FAGOR	ISF-500 S2	2.810,00 €	500	5,62
S. ESCODA	CV 500 M2P	2.169,00 €	500	4,34
Thermital	KOMPACT SOL MR550/2	2.415,00 €	546	4,42
Thermital	BPS/2 550	1.620,00 €	550	2,95
VAILLANT	VPS SC 700	2.212,00 €	670	3,30
Thermital	BPS/2 750	2.950,00 €	705	4,18
Ecoesfera	1010401005 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 753 DUO	2.101,28 €	750	2,80
BAXIROCA	Depósito acumulador solar AS 800-2 E	3.266,00 €	800	4,08
S. ESCODA	CV 750 M2P	2.478,00 €	800	3,10
Thermital	BPS/2 1000	3.190,00 €	860	3,71
Silvasol	Interacumulador vertical de 1000 litros	4.014,00 €	1000	4,01
BAXIROCA	Depósito acumulador solar AS 1000-2 E	3.922,00 €	1000	3,92
Ecoesfera	1010401006 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 1000 DUO	2.764,58 €	1000	2,76
S. ESCODA	CV 1000 M2P	2.773,00 €	1000	2,77
Ecoesfera	1010401027 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 1502 DUO	3.309,90 €	1367	2,42
Ecoesfera	1010401026 ACUMULADOR ECOESFERA WBO 2002 DUO	3.769,43 €	1822	2,07
			<b>MEDIA</b>	<b>4,19</b>

Figura 115: Volumen y precio de tanques con 2 serpentines de acero vitrificado

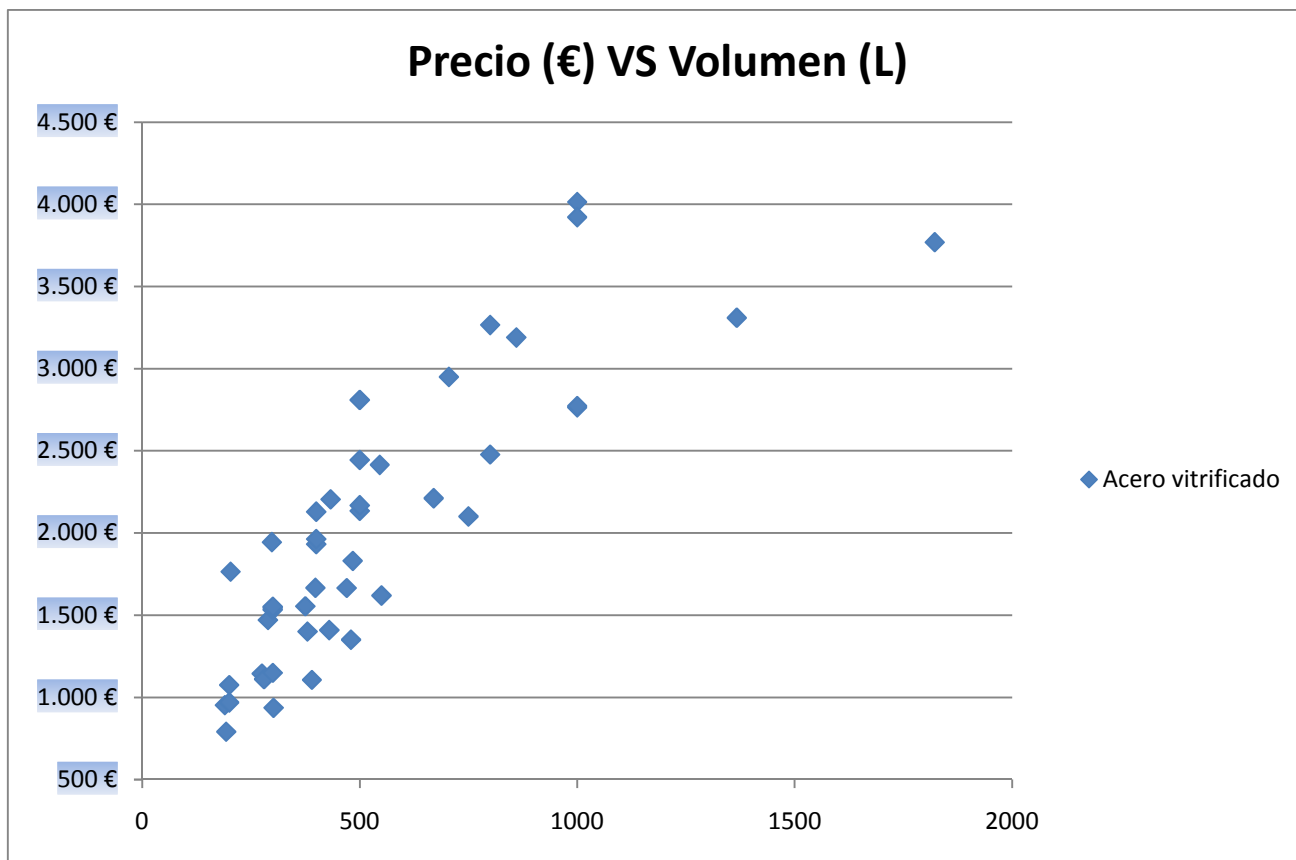


Figura 116: Volumen y precio de tanques con 2 serpentines de acero vitrificado

Para el caso de tanques de almacenamiento con dos serpentines, únicamente se han encontrado de acero inoxidable y de acero vitrificado. Al igual que en los casos anteriores, los de acero inoxidable son más caros, siendo en este caso, la diferencia entre los tanques de acero inoxidable de un serpentín y de dos serpentines en algunos casos, considerablemente mayor.



## **CAPÍTULO 12: ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN SOLAR**

## 12.-ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN SOLAR

Todo proyecto debe incorporar una memoria económica donde se reflejen los costes asociados a la instalación que se proyecta. A continuación, se muestran los elementos que componen la instalación solar, así como su coste.

CIRCUITO PRIMARIO			
Descripción	Unidades	Precio (€/ud)	Importe (€)
Captador HR 2.02 4V Saunier Duval	40	612	24480
Bomba COMPACT AM/6G	1	223	223
Vaso de expansión Salvador Escoda SO 09 026 35 SMR-P	1	102,96	102,96
Intercambiador de placas Salvador Escoda M3FG26	1	1145	1145
Disolución de propilenglicol Salvador Escoda Escoglicol Plus FLD	1	328	328
Kit básico montaje tejado inclinado para 2 captadores.	1	198	198
Kit ampliación tejado inclinado 2 captadores	19	164	3116
Kit básico soportes 2 captadores	1	109	109
Kit ampliación soportes 2 captadores	19	96	1824
Doble Te sonda-purgador	1	44	44
<b>TOTAL CIRCUITO PRIMARIO</b>			<b>31569,96</b>

Figura 117: Presupuesto circuito primario

CIRCUITO AUXILIAR			
Descripción	Unidades	Precio (€/ud)	Importe (€)
Tanque de almacenamiento S. Escoda IMXV 4000 RB INOX	1	13697	13697
Bomba COMPACT AM/6G	1	223	223
Tubería de cobre en rollos de 22 metros	7	4,83	33,81
Aislante Salvador Escoda K-Flex ST	154	2,95	454,3
<b>TOTAL CIRCUITO AXILIAR</b>			<b>14408,11</b>

Figura 118: Presupuesto circuito auxiliar

Además de las ventajas medioambientales que presentan las instalaciones solares, el ahorro económico debido al ahorro de combustible puede ser considerable haciendo que una instalación sea rentable o no.

El coste asociado al combustible se calculará a partir de la demanda energética de la instalación y el poder calorífico del gas natural. El poder calorífico del gas natural está comprendido entre 37 y 42.6 MJ/m<sup>3</sup>, tomándose como referencia 38.9 MJ/m<sup>3</sup>.

El principal problema que nos encontramos a la hora de evaluar la rentabilidad de la instalación, es que necesitamos conocer el precio del gas natural. Este dato no es tan sencillo de calcular; ya que depende de factores como la demanda, tipo de uso o impuestos; además de estar sujeto a variaciones futuras difíciles de predecir, aunque se sabe que su precio se irá incrementando con el paso del tiempo.

El precio del gas natural se fija en función de la presión (diferentes tarifas) de suministro y del consumo. A continuación, se muestra una tabla de precios del gas natural correspondientes al año 2009.

Tarifa	Intervalo consumo	Término fijo €/mes	Término variable €/kWh
T.1	Inferior o igual a 5.000 kWh/año	2,46	0,05048025
T.2	Superior a 5.000 kWh/año e inferior a 50.000 kWh/año	5,52	0,04324948
T.3	Superior a 50.000 kWh/año e inferior a 100.000 kWh/año	43,94	0,03544531
T.4	Superior a 100.000 kWh/año	65,51	0,03283738
Tarifas publicadas en el BOE nº 89 del 11 de abril de 2009, vigentes desde el 12 de abril de 2009, incorporando un 16% de IVA.			

Figura 119: Tarifas del gas natural para el año 2009

Fuente: Boletín Oficial del Estado

Una estimación razonable para el precio del gas natural en el punto de consumo es 60 c€/kWh, asumiendo un intervalo de consumo inferior o igual a 5000 kWh/año y el encarecimiento respecto al año 2010.

Deberá tenerse en cuenta que el rendimiento de la caldera es del 90% aproximadamente.

A continuación, se muestra una tabla donde se refleja la energía demandada y suministrada al mes, y el consumo de gas natural:

Mes	Demanda (J)	Aporte auxiliar (J)	Demanda (cal)	Aporte auxiliar (cal)	Gas natural (m3) sin aporte solar	Gas natural (m3) con aporte solar
Enero	3,57E+10	2,50E+10	8,54E+09	5,98E+09	1020,4	714,6
Febrero	3,14E+10	2,07E+10	7,51E+09	4,95E+09	897,5	591,7
Marzo	3,17E+10	1,30E+10	7,58E+09	3,11E+09	906,1	371,6
Abril	3,13E+10	9,70E+09	7,49E+09	2,32E+09	894,6	277,2
Mayo	2,96E+10	8,87E+09	7,08E+09	2,12E+09	846,0	253,5
Junio	2,60E+10	3,64E+09	6,22E+09	8,71E+08	743,1	104,0
Julio	2,23E+10	0	5,33E+09	0	637,4	0,0
Agosto	2,00E+10	1,40E+09	4,78E+09	3,35E+08	571,6	40,0
Septiembre	2,34E+10	2,81E+09	5,60E+09	6,72E+08	668,8	80,3
Octubre	2,70E+10	1,13E+10	6,46E+09	2,70E+09	771,7	323,0
Noviembre	3,05E+10	1,77E+10	7,30E+09	4,23E+09	871,8	505,9
Diciembre	3,46E+10	2,59E+10	8,28E+09	6,20E+09	989,0	740,3
Anual	3,43E+11	1,34E+11	8,21E+10	3,21E+10	<b>9803,8</b>	<b>3830,0</b>

Figura 120: Ahorro de gas natural

Puede comprobarse que se produce un ahorro anual de casi 6000 metros cúbicos de gas natural, produciéndose un mayor ahorro durante los meses de verano.

En la siguiente tabla, se muestra el ahorro económico mes a mes que se produce al proyectar la instalación con aporte solar:

Mes	Demanda (J)	Aporte auxiliar (J)	Demanda (kWh)	Aporte auxiliar (kWh)	Coste sin aporte solar (€)	Coste con aporte solar (€)
Enero	3,57E+10	2,50E+10	9916,7	6944,4	716,2	501,5
Febrero	3,14E+10	2,07E+10	8722,2	5750,0	629,9	415,3
Marzo	3,17E+10	1,30E+10	8805,6	3611,1	636,0	260,8
Abril	3,13E+10	9,70E+09	8694,4	2694,4	627,9	194,6
Mayo	2,96E+10	8,87E+09	8222,2	2463,9	593,8	177,9
Junio	2,60E+10	3,64E+09	7222,2	1011,1	521,6	73,0
Julio	2,23E+10	0	6194,4	0	447,4	0,0
Agosto	2,00E+10	1,40E+09	5555,6	388,9	401,2	28,1
Septiembre	2,34E+10	2,81E+09	6500,0	780,6	469,4	56,4
Octubre	2,70E+10	1,13E+10	7500,0	3138,9	541,7	226,7
Noviembre	3,05E+10	1,77E+10	8472,2	4916,7	611,9	355,1
Diciembre	3,46E+10	2,59E+10	9611,1	7194,4	694,1	519,6
Anual	3,43E+11	1,34E+11	95277,8	37222,2	<b>6881,2</b>	<b>2688,3</b>

Figura 121: Costes mes a mes

Según se indica, el ahorro en combustible es de unos 4200 euros anuales, siendo esta cantidad mayor en los años sucesivos debido al incremento del precio del gas natural.

Para estudiar la rentabilidad del proyecto, se calculará el periodo de amortización asumiendo una subida anual del precio del gas natural del 8%.

El valor actual neto (VAN) proporciona una valoración financiera en el momento actual de los flujos de caja netos proporcionados por la inversión, es decir, presenta la relación entre los ingresos y los gastos de una inversión en función del tiempo. Cuando el VAN toma un valor nulo, significa que los ingresos han igualado a los gastos, y por tanto, se ha amortizado la instalación.

$$VAN = -I + \sum_n \frac{B_n}{(1+i)^n} - \sum_n \frac{M}{(1+i)^n}$$

Siendo

I la inversión inicial, igual a 45978,07 €.

$B_n$  el beneficio actual en €.

i el tipo de interés actual del dinero del 3,5%.

n número de años.

M el coste de mantenimiento, estimándose en 1% del coste de inversión.

Evidentemente el valor del VAN de los años iniciales será negativo, lo que significa que aun no hemos recuperado la inversión. Llegará un instante en que B se anula, a ese valor de t se le denomina tiempo de retorno de la inversión. A partir de ese momento la instalación estará amortizada y en los sucesivos años todo el ahorro producido será el beneficio neto producido por la misma. En este sentido, la instalación más interesante será la que menor periodo de retorno tenga.

La tasa interna de retorno TIR es aquel interés que hace nulo el VAN. Es decir, es un interés bancario que hace rentabilizar la inversión al cabo de n años, al mismo beneficio por intereses que la instalación solar por aporte de energía térmica. La tasa interna de retorno siempre deberá ser superior a la tasa de interés bancario. La instalación será tanto más rentable cuanto mayor sea el TIR.

Se ha considerado un número máximo de años para amortizar la instalación igual a 20; ya que se considera que a partir de ese momento la instalación solar puede presentar problemas de fiabilidad en servicio.

Analizando los resultados, podemos comprobar que a partir del undécimo año la instalación solar estaría reportando beneficios económicos a los usuarios. El beneficio económico durante la vida útil de la instalación será de unos 70.220 €.

Realizando los cálculos oportunos para actualizar año a año el coste asociado, se obtienen los siguientes resultados:

Año	Precio del gas (€/kWh)	Coste gas natural sin aporte solar (€)	Coste gas natural con aporte solar (€)	Ahorro (€)	Mantenimiento (€)	$(1+i)^n$	VAN
1	0,065	6881	2688	4193	460	1,035	-42371
2	0,070	7432	2903	4528	476	1,071	-38588
3	0,076	8026	3136	4891	493	1,109	-34621
4	0,082	8668	3386	5282	510	1,148	-30463
5	0,088	9362	3657	5704	528	1,188	-26104
6	0,096	10111	3950	6161	546	1,229	-21537
7	0,103	10920	4266	6654	565	1,272	-16751
8	0,111	11793	4607	7186	585	1,317	-11738
9	0,120	12737	4976	7761	605	1,363	-6488
10	0,130	13755	5374	8382	627	1,411	-991
11	0,140	14856	5804	9052	649	1,460	4765
12	0,152	16044	6268	9776	671	1,511	10791
13	0,164	17328	6770	10558	695	1,564	17098
14	0,177	18714	7311	11403	719	1,619	23698
15	0,191	20211	7896	12315	744	1,675	30605
16	0,206	21828	8528	13301	770	1,734	37831
17	0,223	23575	9210	14365	797	1,795	45391
18	0,241	25460	9947	15514	825	1,857	53299
19	0,260	27497	10742	16755	854	1,923	61570
20	0,281	29697	11602	18095	884	1,990	70220

Figura 122: VAN

En la siguiente gráfica se muestra el VAN para diferentes escenarios de incremento del precio del combustible y tipos de interés.

Como cabía esperar, cuanto mayor sea el incremento del precio del combustible y menor sea el tipo de interés, menor será el periodo de amortización y mayor será el VAN.

c (%)	i (%)	VAN 20 años	t (años) VAN=0	TIR (%)
8	3,5	70220	11	27,5
10	3,5	98727	10	27,2
15	3,5	208570	9	23,9
8	4,5	56949	11	24,7
10	5,5	66965	11	24,5
15	7,5	104960	10	23,9

Figura 123: VAN y TIR para diferentes casos

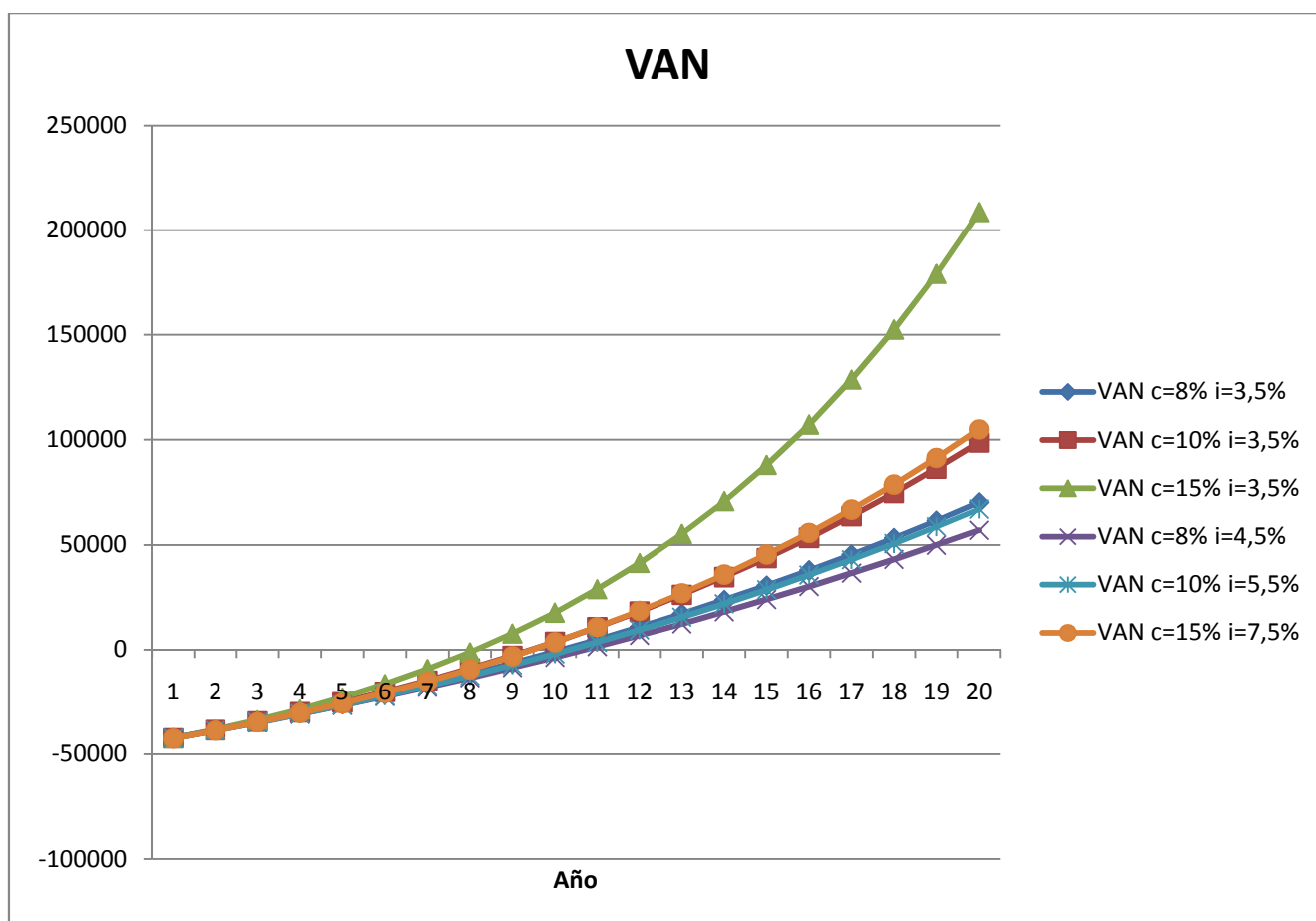


Figura 124: VAN y TIR para diferentes casos

El TIR disminuye con el aumento del precio del combustible y con el tipo de interés. Puede estimarse que el periodo de amortización de la instalación solar será de entre 9 y 11 años.

## **CAPÍTULO 13: ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR CON EL TAMAÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO**



### **13.-ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR CON EL TAMAÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO**

En el capítulo 9 se calculó la fracción solar aportada por la instalación solar a partir de la temperatura de suministro para cada volumen de tanque óptimo de cada mes, pero el tanque de almacenamiento que se proyectará tendrá el mismo volumen a lo largo del año; por lo que es interesante estudiar el efecto que tiene sobre la fracción solar.

Realizar dicho estudio no resulta sencillo, pues requiere resolver el sistema de ecuaciones, incluyendo la acumulación de energía en el tanque, de forma conjunta, debido a que un mayor o menor tanque de almacenamiento producirá una distribución de temperaturas muy diferentes.

A continuación, se muestran gráficamente los resultados matemáticos obtenidos al resolver el sistema de ecuaciones completo para cada 10 minutos, para cada mes del año y para diferentes volúmenes.

Cabe destacar que la solución matemática resultante, ofrece valores de temperatura de suministro muy superiores a 100°C en los casos en los que el volumen del tanque de almacenamiento es pequeño. En la práctica, estos valores no tienen sentido físico; ya que el agua caliente aportada habría cambiado de fase a presión atmosférica.

Como se puede observar en las gráficas, para bajos volúmenes de tanque, la temperatura de suministro aumenta mucho en los valores centrales del día, aunque la variación de temperatura de suministro se ve mucho más influenciada por la demanda. También es importante destacar que a medida que se aumenta el volumen del tanque, la temperatura de suministro es menos fluctuante a lo largo del día, suavizándose el perfil de temperaturas.

Como es lógico, durante los meses de verano, es posible almacenar mayor cantidad de energía que en los meses de invierno, siendo la diferencia muy significativa. Para pequeños volúmenes de tanque, existen momentos en los que no es posible calentar el agua de red.

Nota: El sistema de ecuaciones se ha resuelto mediante la elaboración de un programa en Matlab.

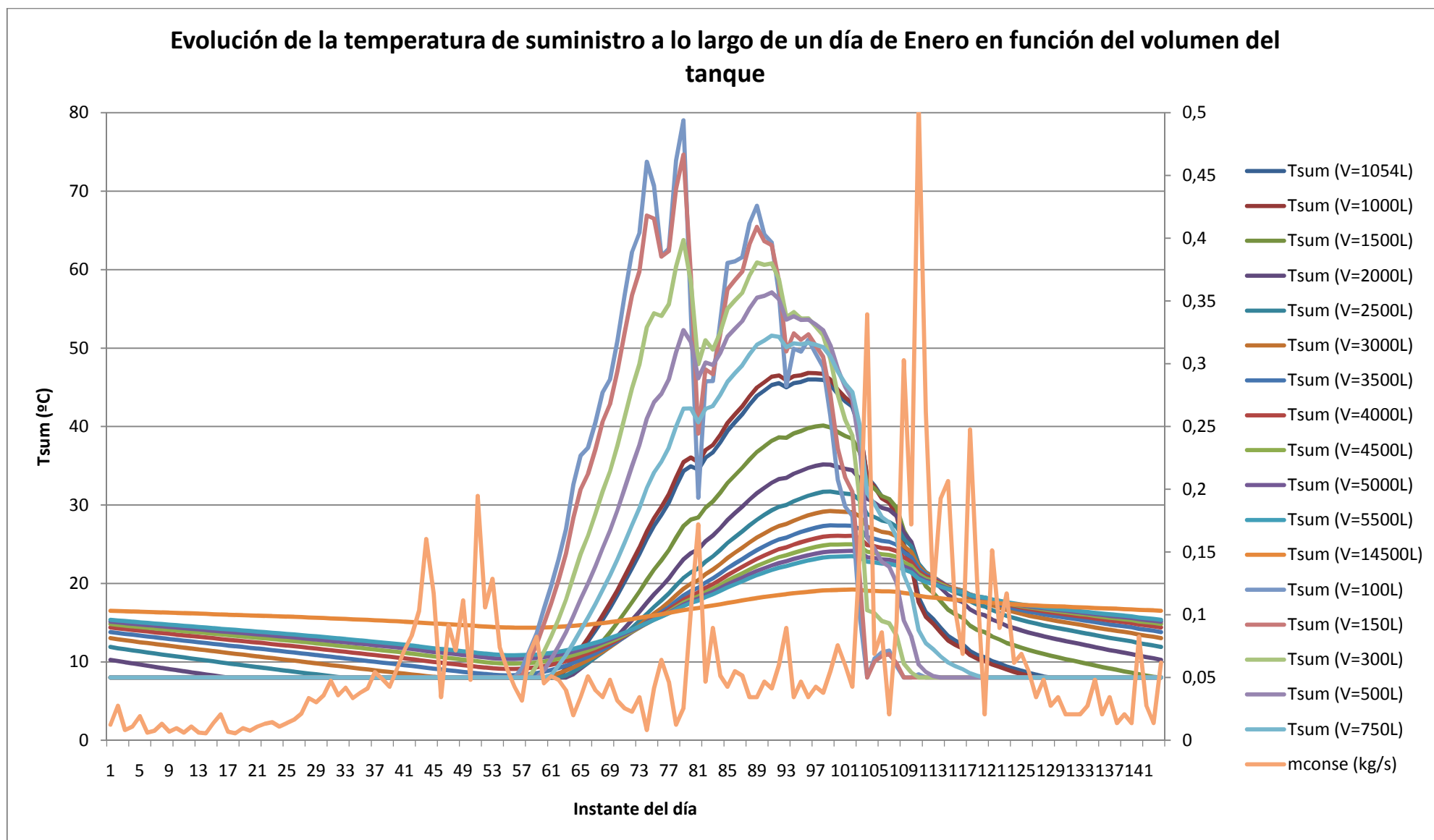


Figura 125: Evolución de la temperatura de suministro en Enero para diferentes volúmenes de tanque

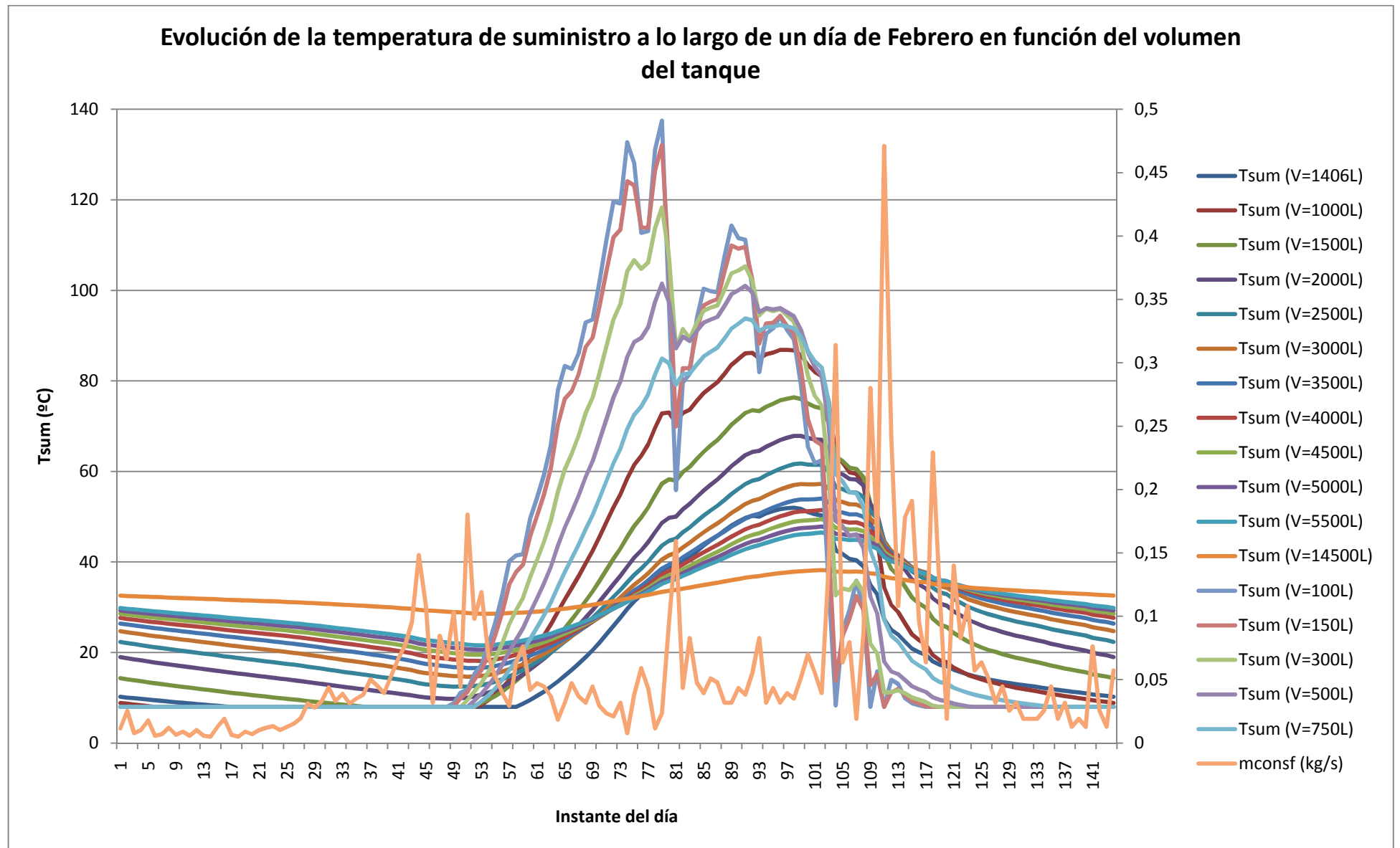


Figura 126: Evolución de la temperatura de suministro en Febrero para diferentes volúmenes de tanque

## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Marzo en función del volumen del tanque

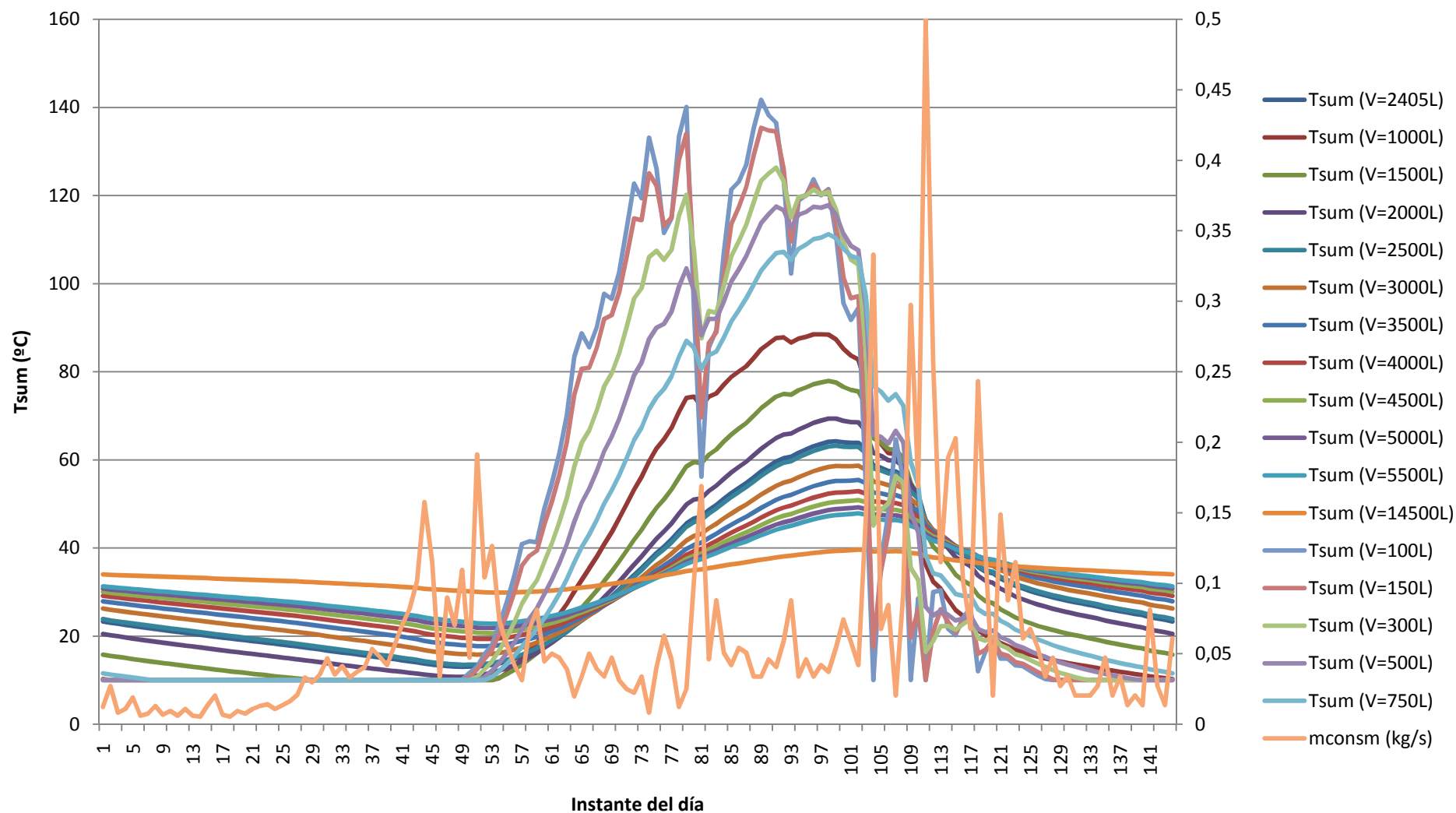


Figura 127: Evolución de la temperatura de suministro en Marzo para diferentes volúmenes de tanque

## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Abril en función del volumen del tanque

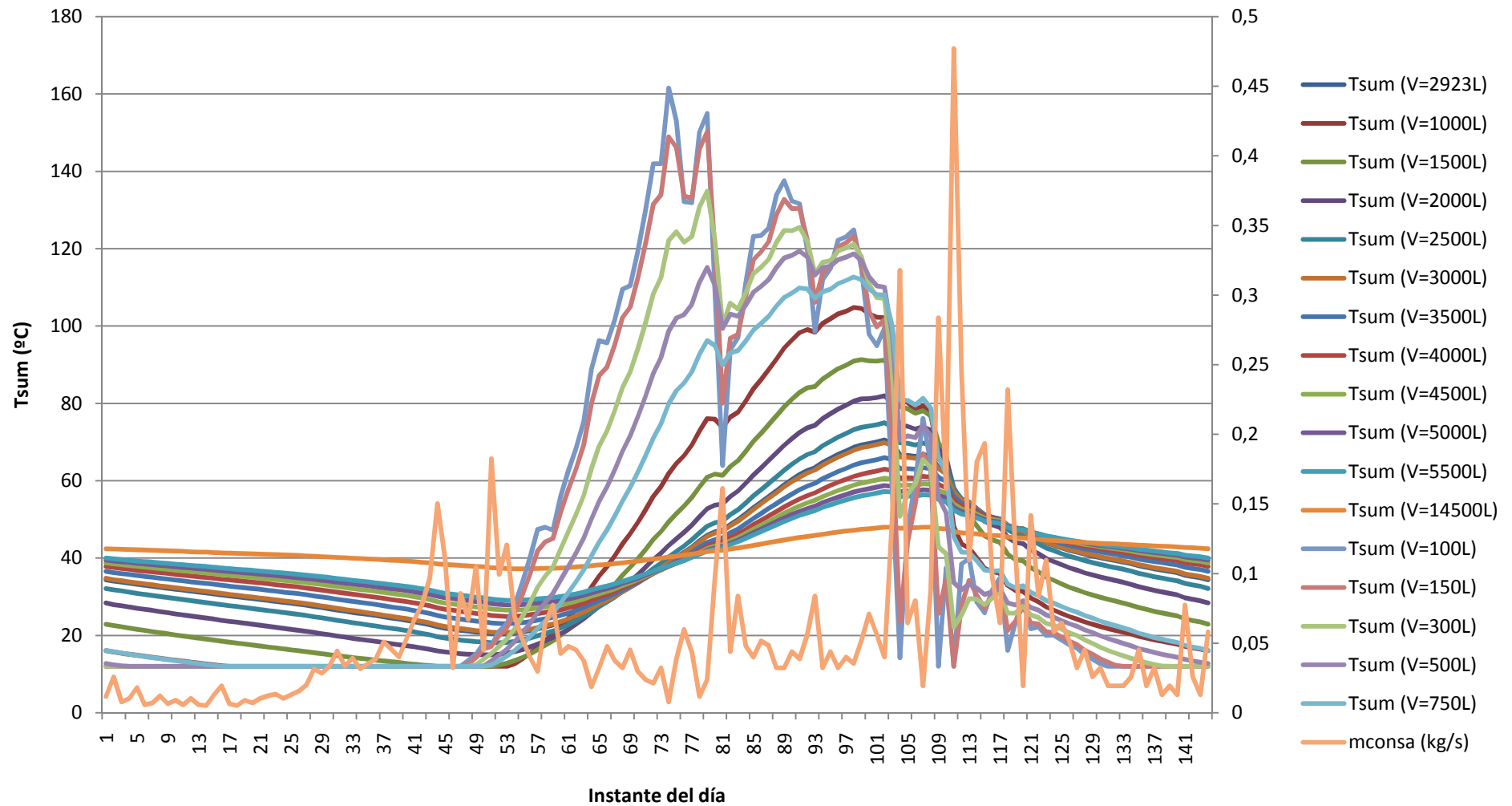


Figura 128: Evolución de la temperatura de suministro en Abril para diferentes volúmenes de tanque

## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Mayo en función del volumen del tanque

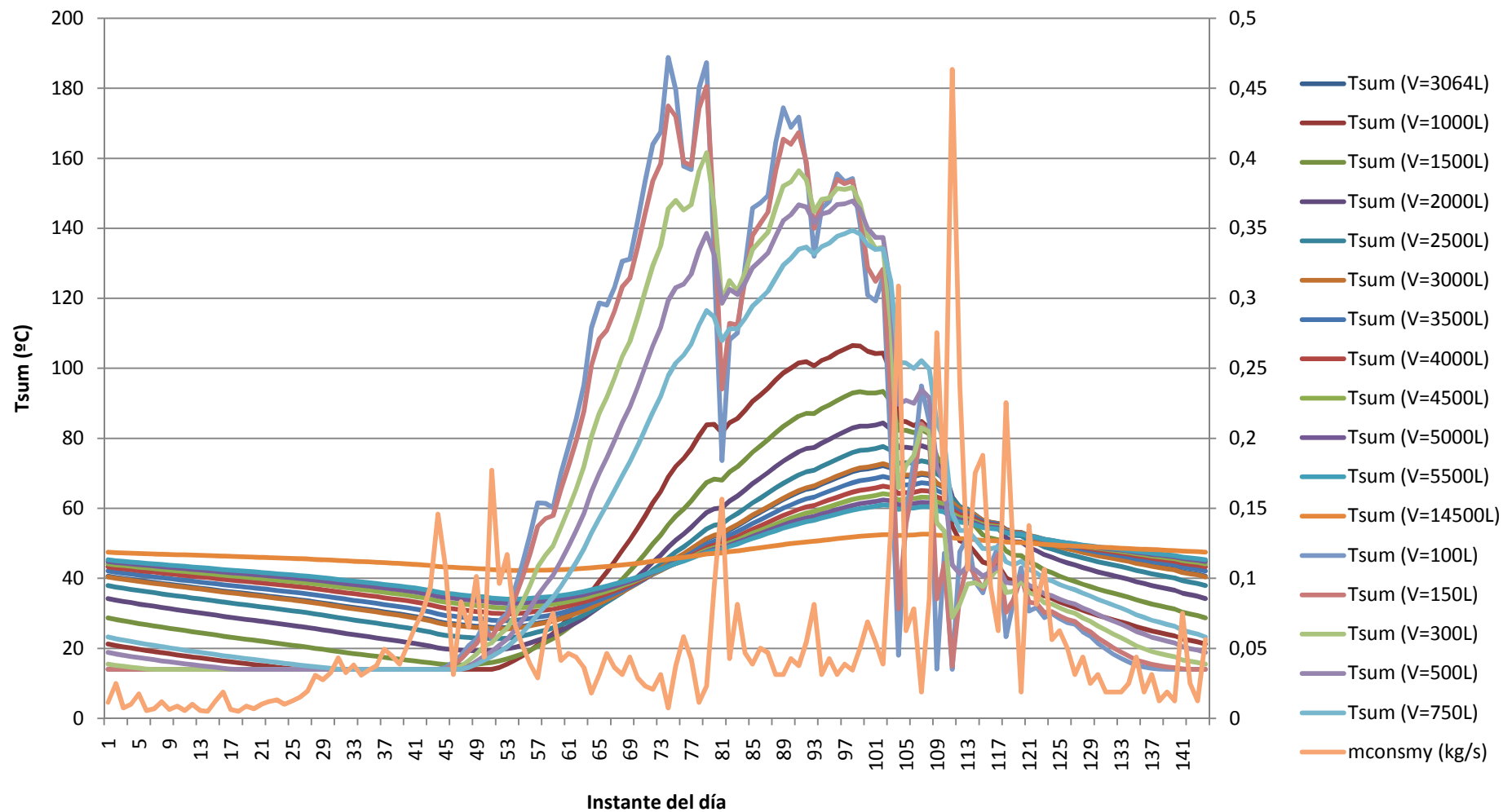


Figura 129: Evolución de la temperatura de suministro en Mayo para diferentes volúmenes de tanque

## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Junio en función del volumen del tanque

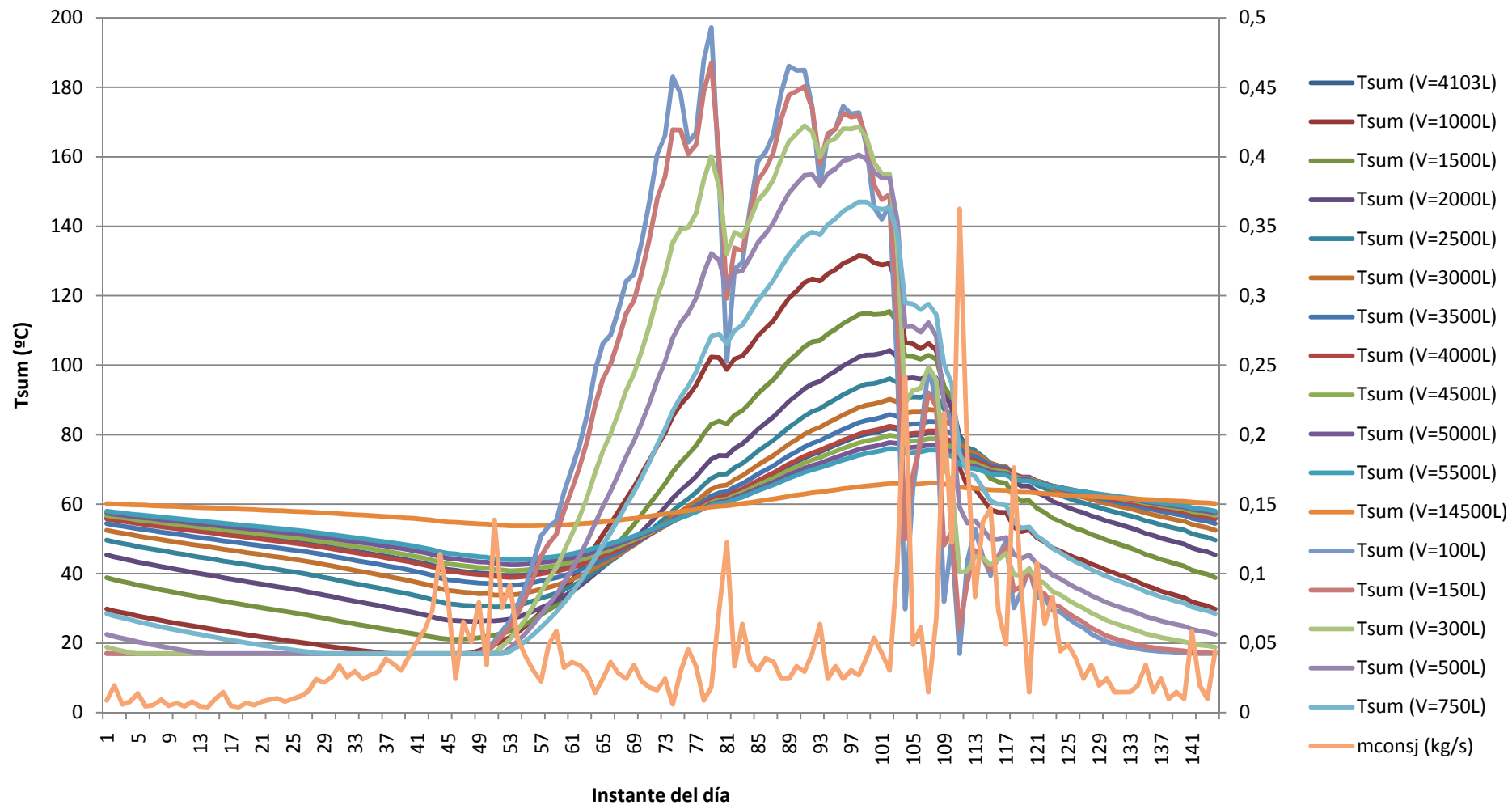


Figura 130: Evolución de la temperatura de suministro en Junio para diferentes volúmenes de tanque

## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Julio en función del volumen del tanque

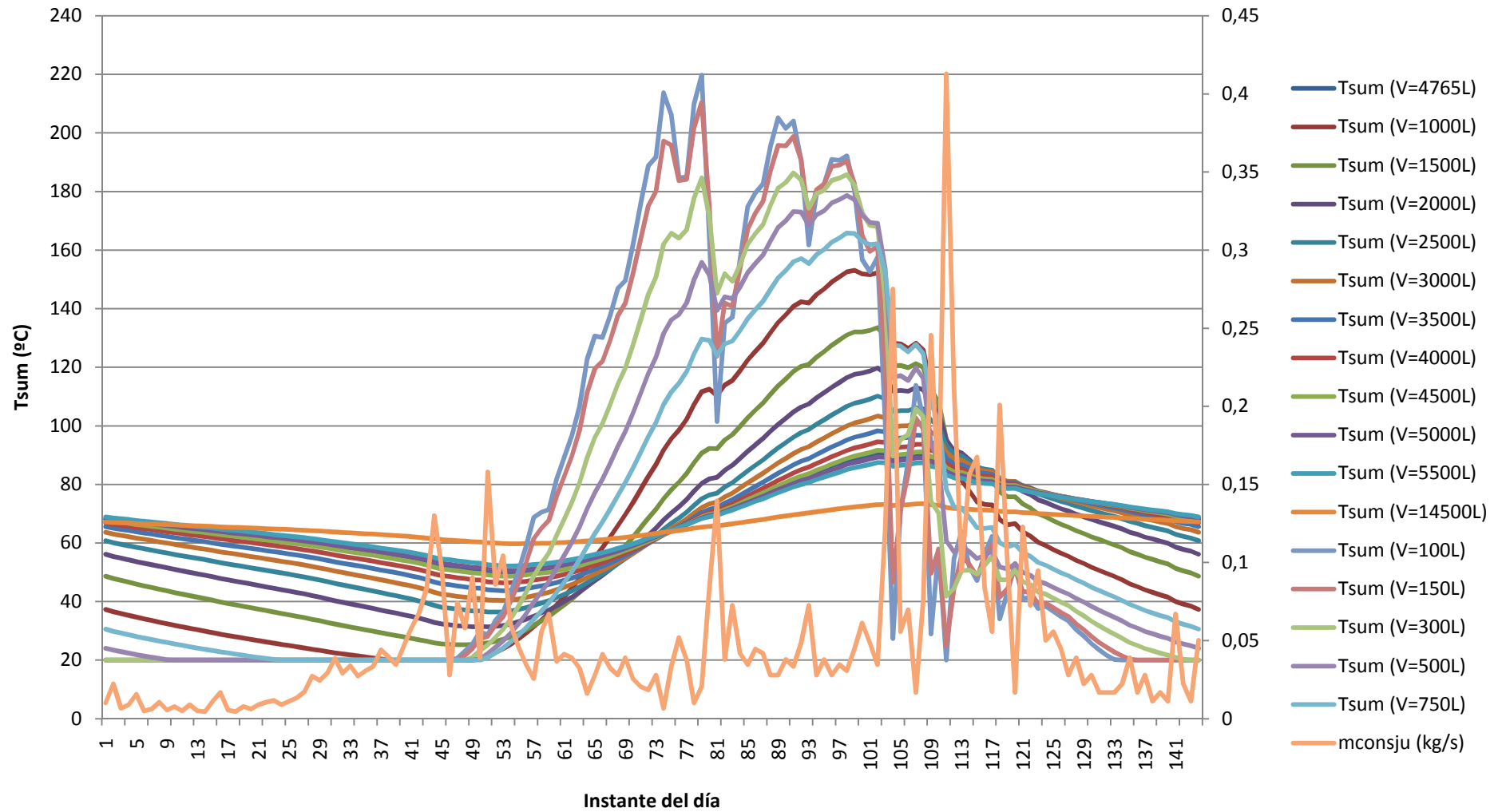


Figura 131: Evolución de la temperatura de suministro en Julio para diferentes volúmenes de tanque



## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Agosto en función del volumen del tanque

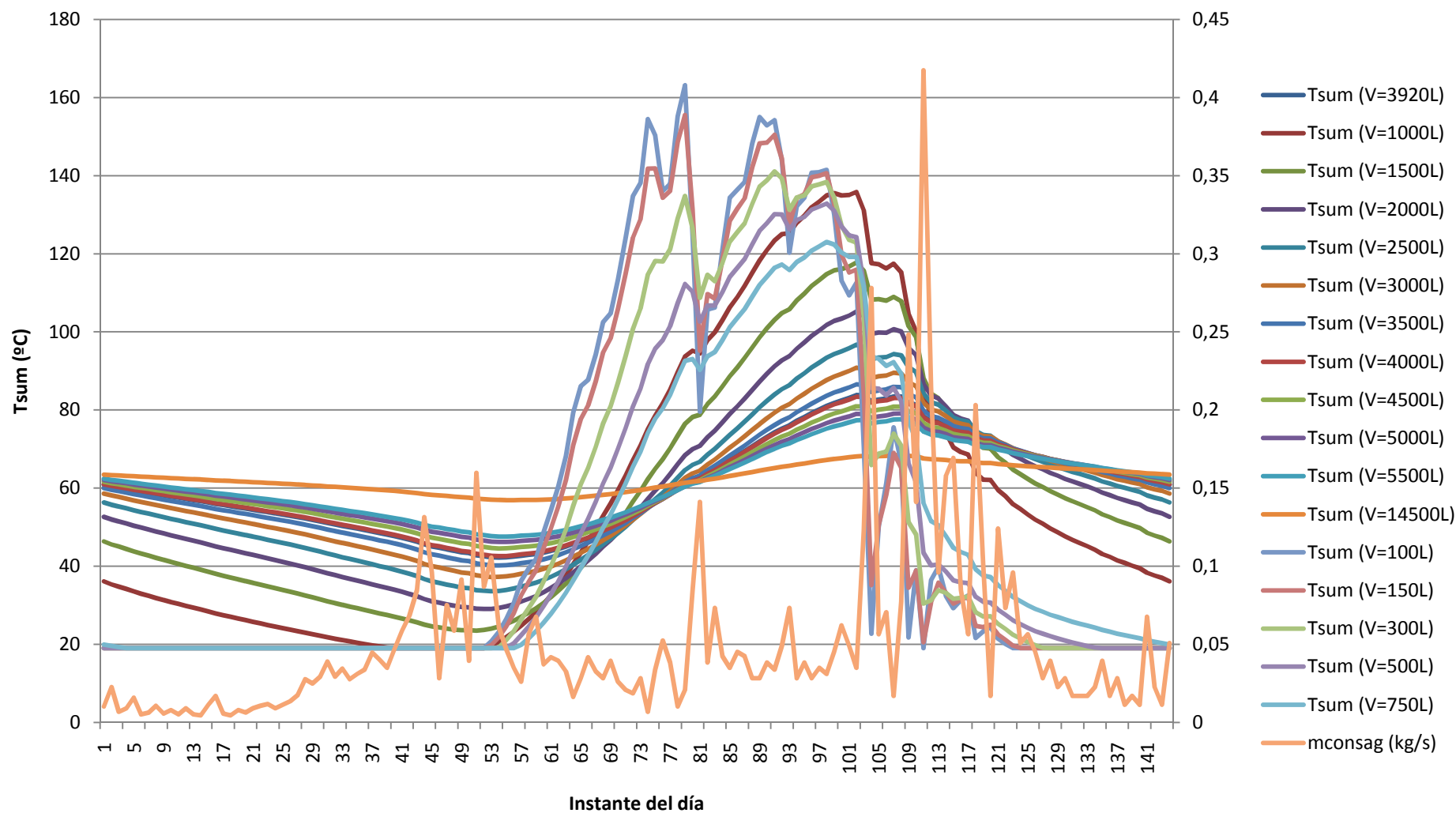


Figura 132: Evolución de la temperatura de suministro en Agosto para diferentes volúmenes de tanque

## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Septiembre en función del volumen del tanque

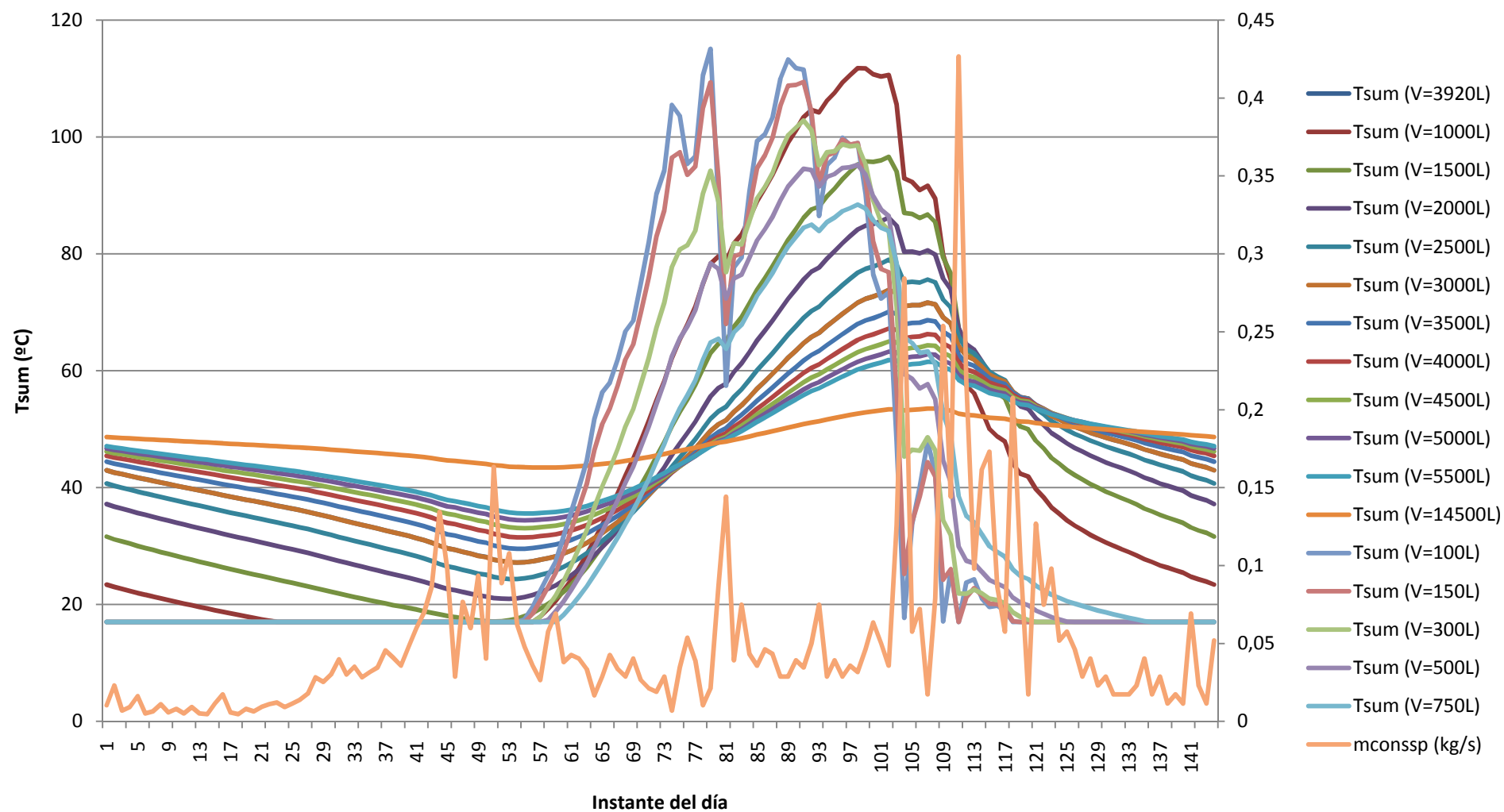


Figura 133: Evolución de la temperatura de suministro en Septiembre para diferentes volúmenes de tanque

## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Octubre en función del volumen del tanque

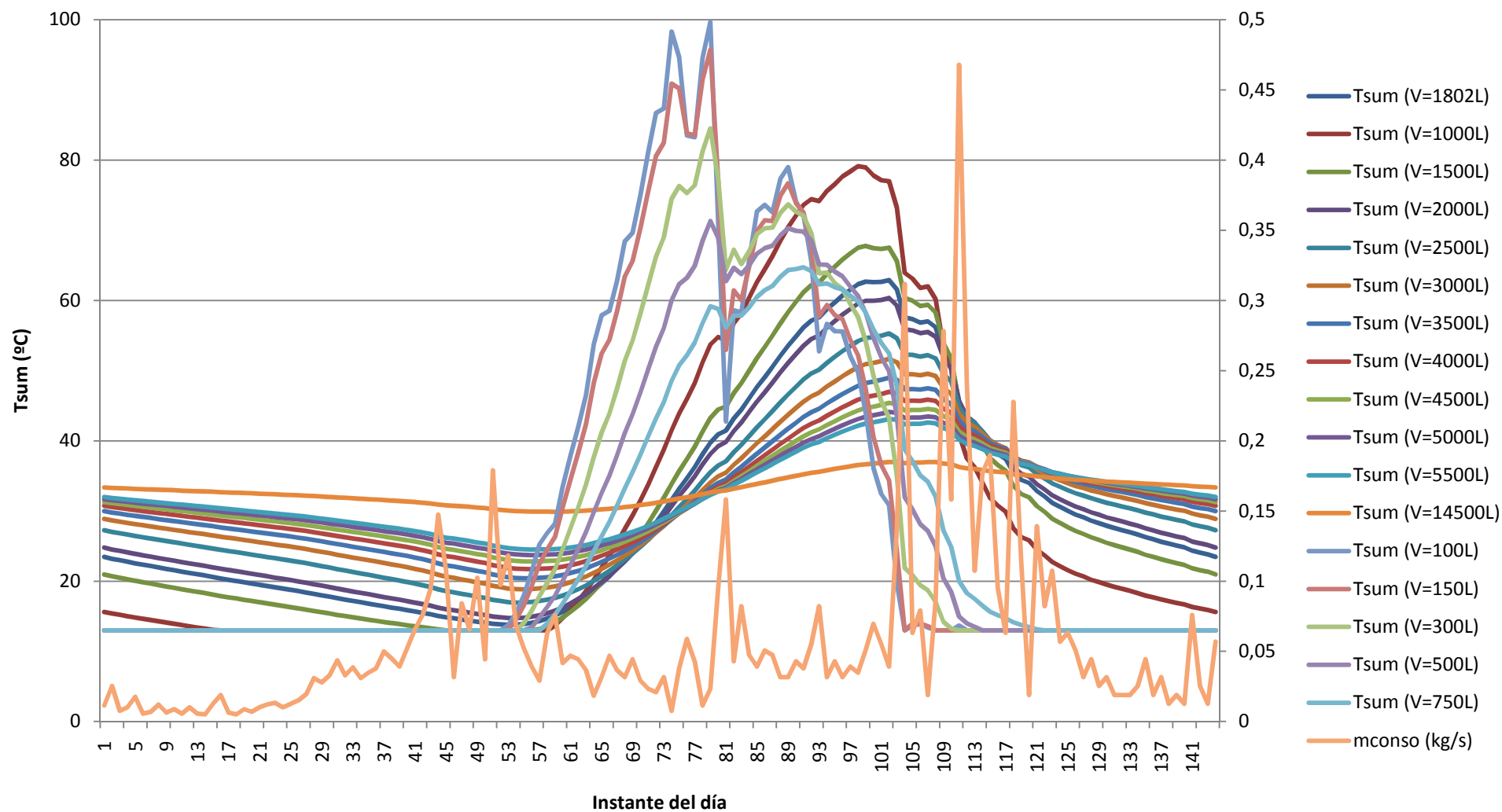


Figura 134: Evolución de la temperatura de suministro en Octubre para diferentes volúmenes de tanque

## Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Noviembre en función del volumen del tanque

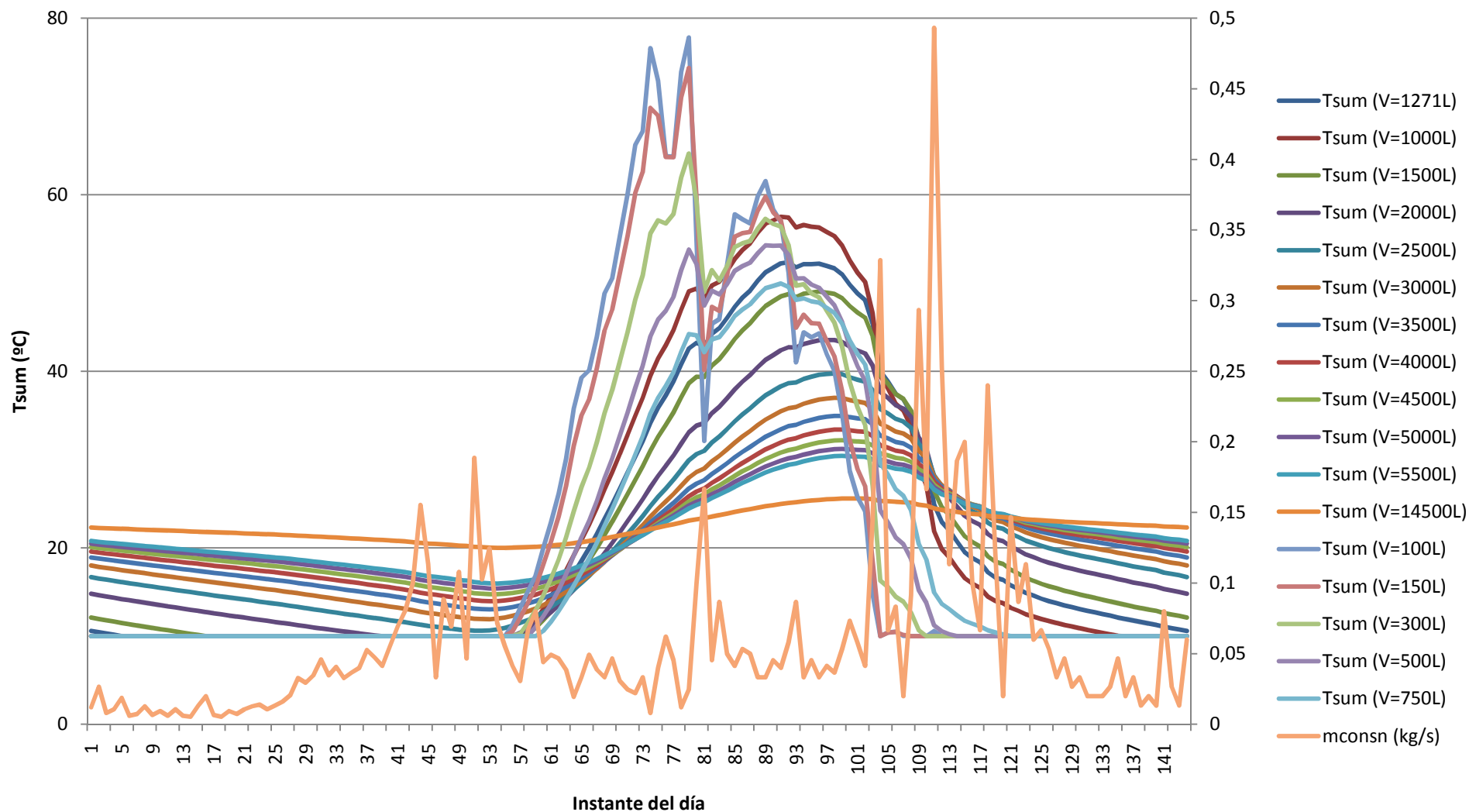


Figura 135: Evolución de la temperatura de suministro en Noviembre para diferentes volúmenes de tanque

### **Evolución de la temperatura de suministro a lo largo de un día de Diciembre en función del volumen del tanque**

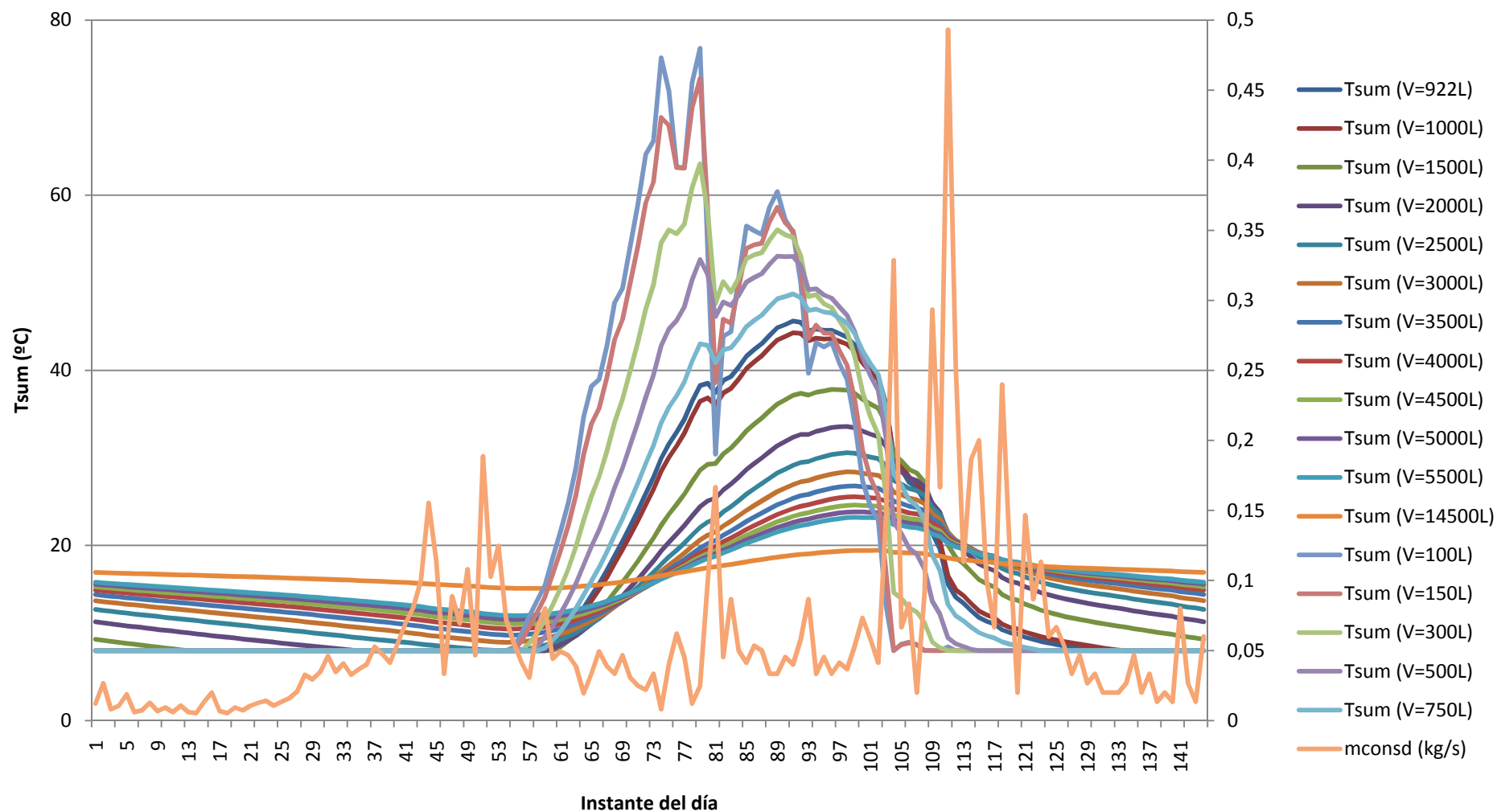


Figura 136: Evolución de la temperatura de suministro en Diciembre para diferentes volúmenes de tanque

Calculada la temperatura de suministro para cada mes, podemos calcular la fracción solar aportada por la instalación, calculando la potencia térmica suministrada a partir de la temperatura suministrada calculada anteriormente. Los resultados obtenidos son los siguientes:

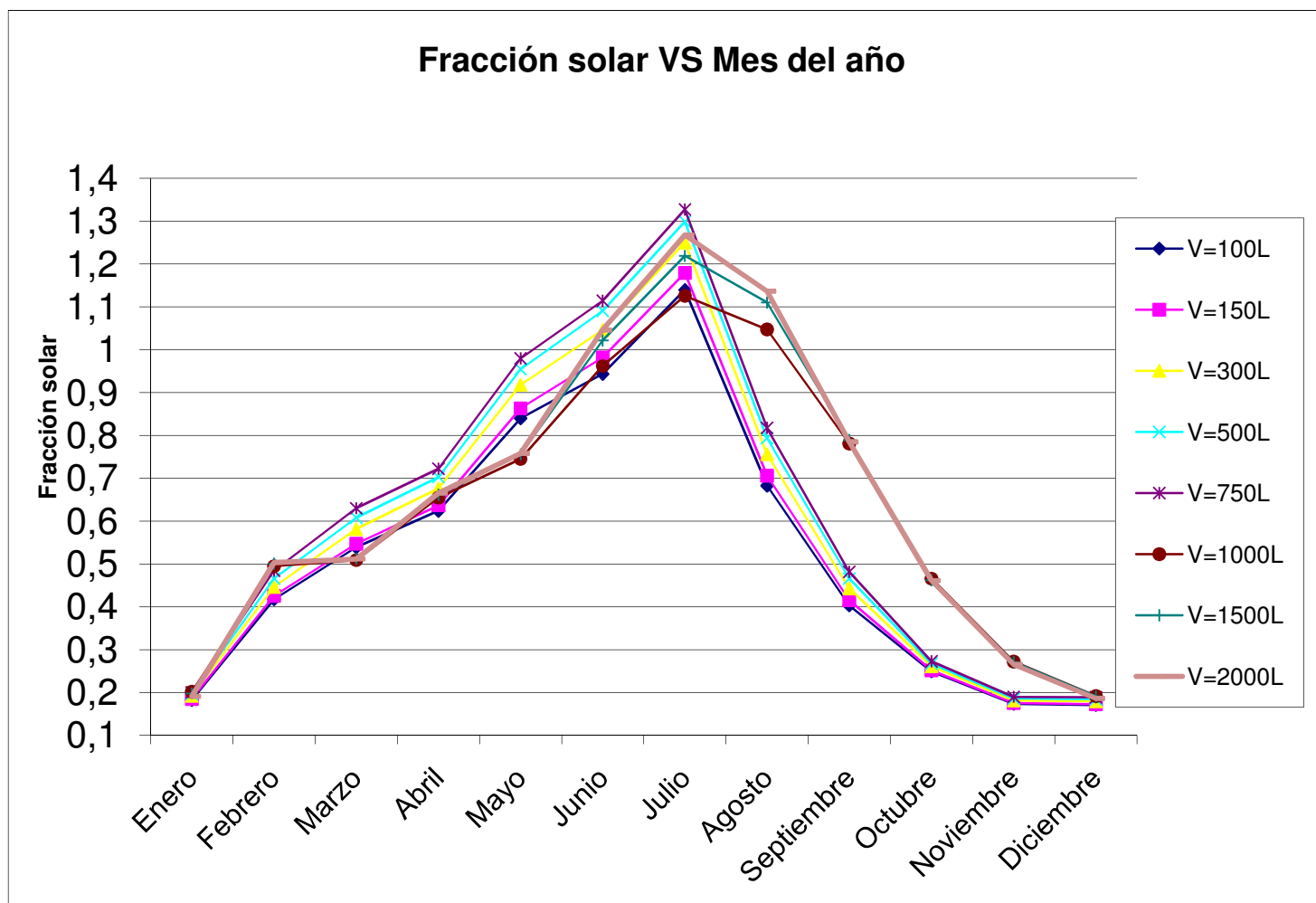


Figura 137: Evolución de la fracción solar a lo largo del año para volúmenes de 100 a 2000 litros

Según se muestra en la gráfica anterior, la fracción solar en los meses de Enero y Diciembre apenas llegar al 20% para cualquiera de los volúmenes mostrados; mientras que, en el mes de Julio se alcanza la fracción solar máxima, sobrepasando incluso el 100%. Por lo tanto, existen fuertes variaciones de la fracción solar a lo largo del año para cualquier volumen, siendo ésta más significativa cuanto más nos alejemos del volumen óptimo del mes de Julio.

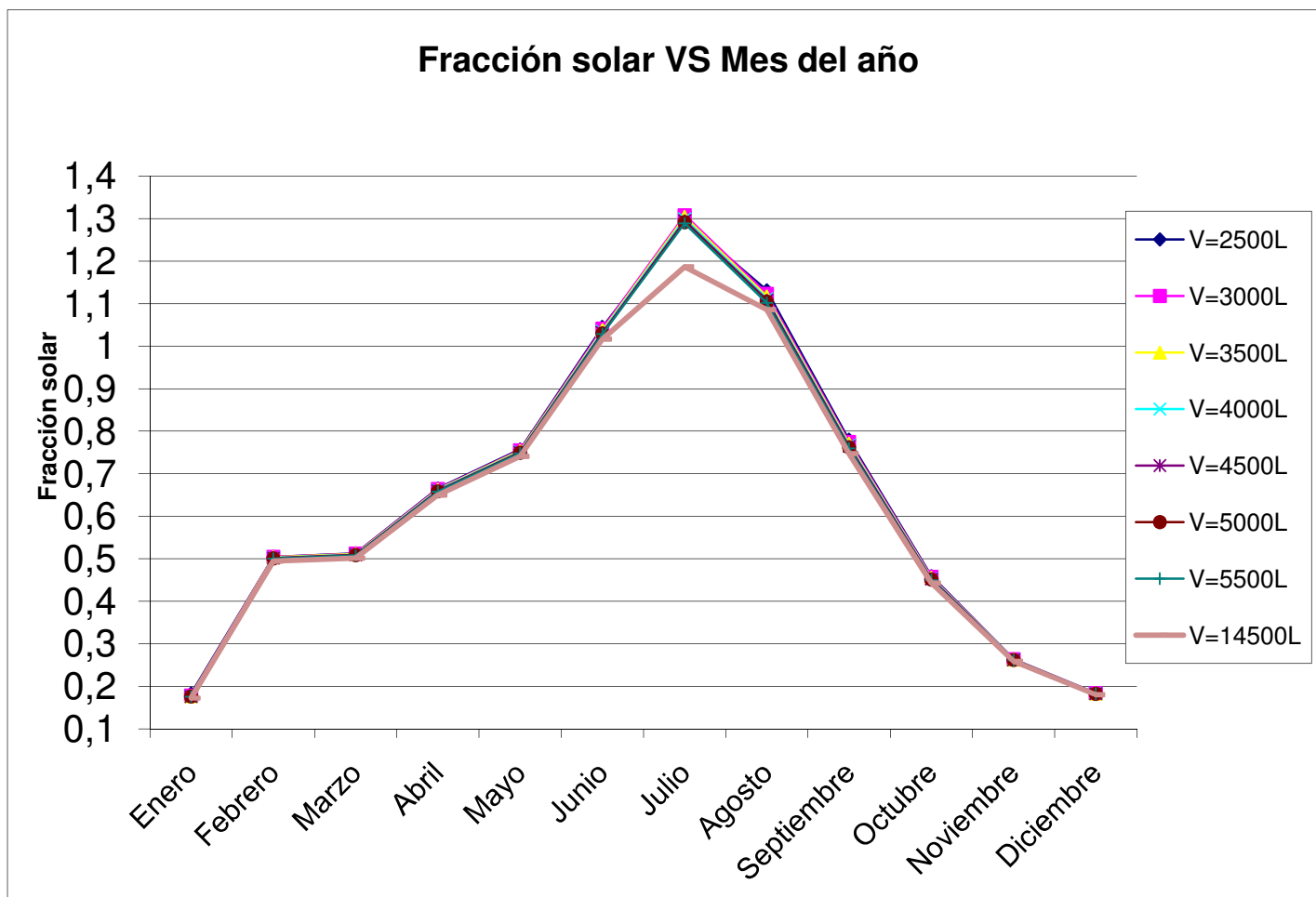


Figura 138: Evolución de la fracción solar a lo largo del año para volúmenes de 2500 a 14500 litros

Para los volúmenes mostrados en esta segunda gráfica, ocurre algo similar al caso anterior, durante los meses de Enero y Diciembre la fracción solar es apenas del 20%, mientras que en el mes de Julio alcanza valores superiores al 100%.

Como se puede observar, en esta segunda gráfica la variación de la fracción solar se mantiene prácticamente constante para diferentes volúmenes en cada uno de los meses. Esto es debido a que, alcanzado un cierto tamaño de tanque, la fracción solar ya no es capaz de aumentar.

El RITE indica que el volumen de tanque recomendado debe estar comprendido entre 50 y 180 litros por metro cuadrado de superficie de captación. Siendo el área de colectores  $80,8 \text{ m}^2$ , el volumen del tanque deberá estar comprendido entre 4040 y 14544 litros.

A continuación, se muestra gráficamente la fracción solar anual en función del volumen del tanque de almacenamiento, comprobando el efecto del tanque en la instalación solar.

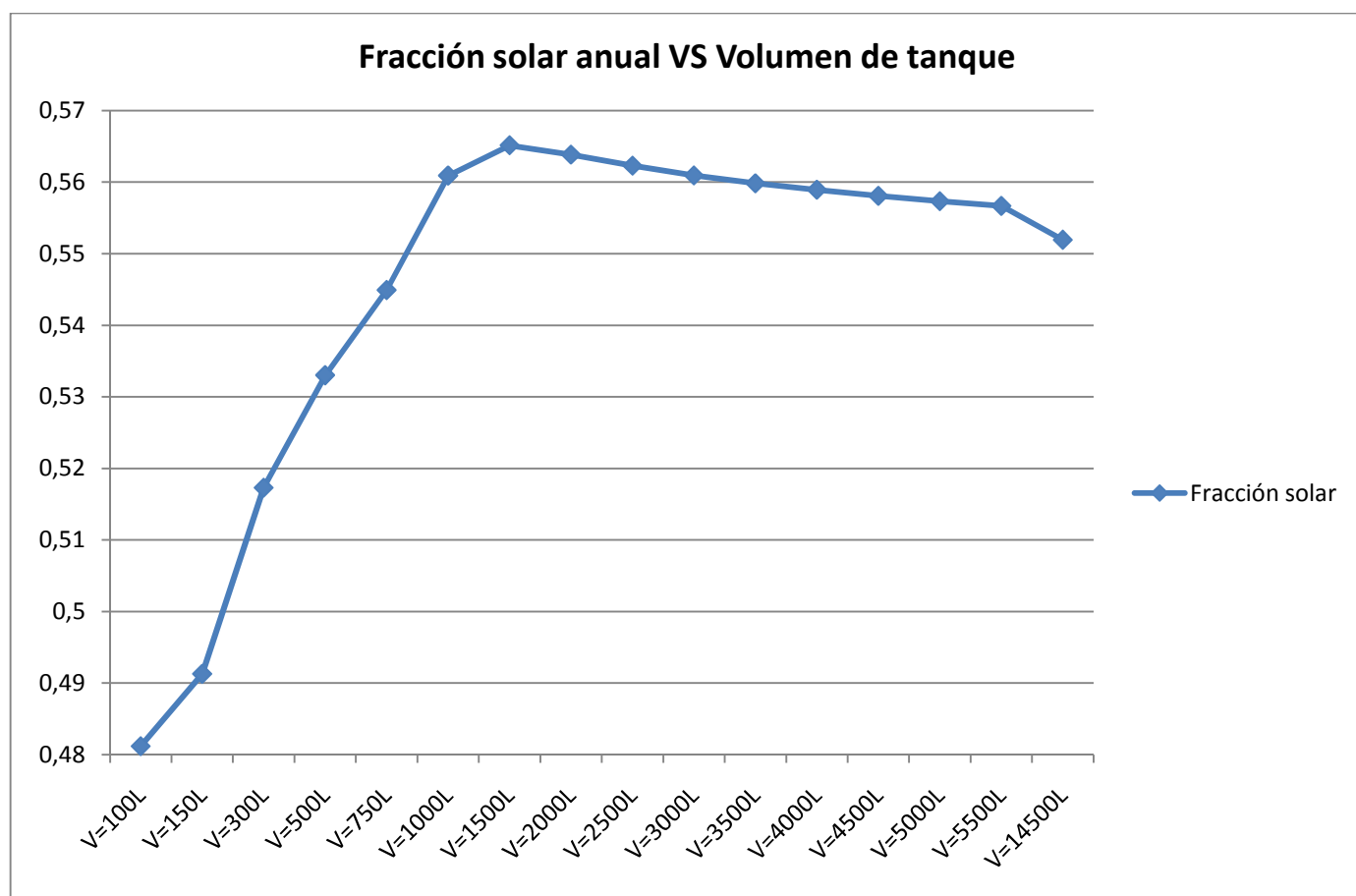


Figura 139: Evolución de la fracción solar anual para diferentes volúmenes

En la figura anterior, se puede observar la tendencia creciente de la fracción solar hasta los 1500 litros de volumen de tanque, siendo éste el volumen óptimo para el cual la fracción solar es máxima.

A partir de los 1500 litros, la fracción solar ya no aumenta más, incluso comienza a caer paulatinamente al aumentar el volumen del tanque de almacenamiento. El rango de variación de la fracción solar se encuentra entre un 48% y un 57% aproximadamente, suponiendo una variación importante a lo largo del año. Siendo el área de captación  $80.8 \text{ m}^2$ , el volumen recomendado sería 18.6 litros por metro cuadrado de superficie de captación.

Comparando la evolución de la fracción solar con la restricción del RITE de instalar un tanque de almacenamiento entre 4040 y 14544 litros, se observa que dicho intervalo se encuentra en la zona en la que la fracción solar ha comenzado a caer a causa de aumentar el volumen de tanque; encontrándose el óptimo fuera del intervalo expuesto en el RITE.

Además, el volumen óptimo del tanque de almacenamiento es menor; por lo que se obtendría un ahorro económico importante optimizando el



tanque de almacenamiento debido al impacto de este elemento en el presupuesto final.

Si eligiésemos el tanque de almacenamiento óptimo (1500 litros), durante los meses de Junio, Julio y Agosto se superaría el 100% de cobertura solar; incluso durante los meses de Julio y Agosto se superaría el 110% incumpliendo la normativa; pero sin embargo, la fracción solar anual no alcanzaría el 60%. Por lo tanto, no es posible cumplir con la normativa para ningún volumen de tanque debido a las fuertes variaciones de la radiación solar y de la demanda de ACS a lo largo del año, siempre que la instalación se proyecte únicamente para ACS.

Si se proyectase la instalación, sería muy interesante aprovechar el excedente de calor para otros usos como el frío solar.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos del estudio de rentabilidad para el volumen de tanque de 1500 litros y para el de 15000 litros.

		Volumen de 15000 litros			Volumen de 1500 litros		
c (%)	i (%)	VAN 20 años	t (años) VAN=0	TIR (%)	VAN 20 años	t (años) VAN=0	TIR (%)
8	3,5	34658	16	35,1	78268	9	25,3
10	3,5	63165	14	34,8	106776	9	25
15	3,5	173008	12	24,0	216619	8	23,9
8	4,5	21442	17	24,8	64985	10	24,7
10	5,5	31513	16	24,6	74990	10	24,5
15	7,5	69612	14	24,5	112960	9	23,9

Figura 140: VAN y TIR para volúmenes de 15000 y 1500 litros

		Volumen de 4000 litros		
c (%)	i (%)	VAN 20 años	t (años) VAN=0	TIR (%)
8	3,5	70220	11	27,5
10	3,5	98727	10	27,2
15	3,5	208570	9	23,9
8	4,5	56949	11	24,7
10	5,5	66966	11	24,5
15	7,5	104960	10	23,9

Figura 141: VAN y TIR para volumen de 4000 litros

A la vista de los resultados, se puede comprobar que el volumen del tanque de almacenamiento es muy influyente, tanto en el aspecto económico como en el aporte solar de la instalación. Para volúmenes de tanque elevados, el precio aumenta considerablemente, poniendo en riesgo la rentabilidad de la instalación.

## **CAPÍTULO 14: CONCLUSIONES**

## 14.-CONCLUSIONES

Para finalizar el presente trabajo, vamos a realizar un resumen de los resultados obtenidos.

- Según la normativa vigente para la localización de las viviendas, la instalación solar deberá ser capaz de suministrar al menos un 60% de la demanda de ACS al cabo del año.

- Realizando un estudio de la instalación que se quiere proyectar, sin tener en cuenta las pérdidas debidas a las condiciones meteorológicas, el área de los colectores deberá ser de 40,4 m<sup>2</sup>.

- Realizando un estudio más detallado de la instalación, considerando las pérdidas que son más sencillas de evaluar, el área de colectores asciende a 80,8m<sup>2</sup>. Por lo tanto, para cubrir una demanda del 60% anual, deben considerarse las posibles pérdidas a las que estará sometida la instalación solar.

- El diseño de equipos proporciona los siguientes resultados:

Descripción
Captador HR 2.02 4V Saunier Duval
Bomba COMPACT AM/6G
Vaso de expansión Salvador Escoda SO 09 026 35 SMR-P
Intercambiador de placas Salvador Escoda M3FG26
Disolución de propilenglicol Salvador Escoda Escoglicol Plus FLD

Figura 142: Descripción de componentes

Descripción
Tanque de almacenamiento S. Escoda IMXV 4000 RB INOX
Bomba COMPACT AM/6G
Tubería de cobre en rollos de 22 metros
Aislante Salvador Escoda K-Flex ST

Figura 143: Descripción de componentes

- Debido al estudio de mercado realizado para el tanque de acumulación, se puede decir que el tanque de almacenamiento es un equipo vital desde el punto de vista económico; ya que su precio puede hacer variar la rentabilidad de la instalación de forma considerable. Además, el precio es muy dependiente del volumen del tanque y el rango que establece el Código Técnico de la Edificación es demasiado amplio, aconsejándose valores cercanos al límite inferior.

- Tanto el diseño como la optimización de la instalación solar son fuertemente dependientes tanto de la demanda diaria de ACS como de la demanda instantánea a lo largo del día. El perfil de demanda aplicado a la instalación varía de forma considerable dependiendo de la hora del día en la que nos encontremos. Otros perfiles de demanda, arrojarán resultados instantáneos diferentes aunque quizás no tan diferentes en valores medios.

- Es posible predecir la temperatura de suministro de la instalación solar para los volúmenes óptimos de cada mes, comprobando que la forma de la curva es similar a la radiación captada aunque algo desfasada. La evolución del consumo de ACS a lo largo del día es muy influyente en la temperatura de suministro.

- Del análisis transitorio de la instalación solar, se deduce que no es posible cumplir con los requisitos de la normativa; ya que para alcanzar la fracción solar del 60% anual, en los meses de verano existe un elevado excedente de energía, superando incluso el 110%.

- El volumen óptimo para el cual la fracción solar es máxima está fuera del intervalo que indica la normativa; por lo que sería conveniente optimizar la instalación solar para cada caso, ya que el tamaño del tanque es determinante en la rentabilidad de la instalación.

- Durante los meses de verano la radiación es mayor que en invierno, pudiendo acumularse una cantidad mayor de energía en el tanque; por lo que, el tanque de almacenamiento obtenido en los meses de verano es de mayor volumen. Sería interesante comprobar el efecto que tiene la radiación sobre el tanque de almacenamiento; por ejemplo, realizando el estudio para otra comunidad autónoma.

- Por último, pero quizás más importante, la instalación solar proyectada ahorraría unas emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera de casi **12 toneladas** en el caso de utilizar gas natural como combustible y para una fracción mínima del 60%. Además, del estudio económico se deduce que la instalación solar es sumamente **rentable**, incluso para incrementos del precio del gas natural “pequeños”.

## **CAPÍTULO 15: BIBLIOGRAFÍA**

## **15.-BIBLIOGRAFÍA**

- Fundamentos de transferencia de calor, Frank P. Incropera y David P. De Witt, Editorial Pearson 4ª edición.
- Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura, Pedro Fernández Díez, Universidad de Cantabria.
- Ingeniería Térmica y de Fluidos, Pedro Fernández Díez, Universidad de Cantabria.
- Introducción a la Termodinámica con algunas aplicaciones de ingeniería, Jorge A. Rodríguez, Universidad Tecnológica Nacional.
- Curso de energía solar: Censolar.
- Sistemas solares térmicos de baja temperatura, José Juan de Felipe y Joan Antoni López.
- Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.
- Energías Renovables, Universidad Carlos III de Madrid.
- DTIE 1.01 Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación: Instalaciones Solares Térmicas para la Producción de Agua Caliente Sanitaria.
- DTIE 8.03 Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación: Preparación de Agua Caliente para usos Sanitarios.
- Guía ASIT de la Energía Solar Térmica, Octubre 2008.
- Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura, IDEA, Enero 2009.
- UNE 100155: Diseño y Cálculo de Sistemas de Expansión.
- Catálogos Aguidrover.
- Catálogos Ecoesfera.
- Catálogos Buderux.
- Catálogos Lanborghini.
- Catálogos Salvador Escoda.
- Catálogos Silvasol.

- Catálogos Thermital.
- Catálogos Ariston.
- Catálogos Disol.
- Catálogos Fagor.
- Catálogos Lapesa.
- Catálogos Saunier-Duval.
- Catálogos Solaris.
- Catálogos Vaillant.
- Catálogos Baxiroca.
- Catálogos Ebara.
- Catálogos Junkers.
- Catálogos Sela.
- <http://erenovable.com/energia-solar/>
- <http://www.portalsolar.com/>
- <http://www.solarweb.net/>
- <http://www.ayudasenergia.com/>



## **CAPÍTULO 16: ANEXOS**

## 16.-ANEXOS: Catálogos Técnicos

### CAPTADOR

# HR 2.02 4V

Los colectores solares deben ser respetuosos con el medio ambiente desde el momento de su concepción. Los colectores solares Saunier Duval son concebidos y contruidos bajo la premisa del mayor ahorro energético y el uso de materiales no contaminantes y totalmente reciclables.

La selección de un captador solar es muy importante ya que del mismo no dependerá solo la eficiencia global de la instalación sino la durabilidad de la misma. El nuevo captador HR 2.02 4V ha sido diseñado y fabricado para satisfacer a los más exigentes: tanto en lo referente a eficiencia energética, con un factor óptico cercano al 82 %

como en lo referente a la fortaleza constructiva del captador, con una temperatura de estancamiento de 136 °C.

#### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

- Marco de aluminio resistente a ambientes marinos
- Absorbedor de cobre con tratamiento altamente selectivo Sunselect
- Tubo y absorbedor unidos mediante ultrasonidos
- Aislamiento mineral resistente a la temperatura de estancamiento
- Vidrio solar de seguridad
- Idóneo para aplicaciones de apoyo a calefacción, piscina y ACS.

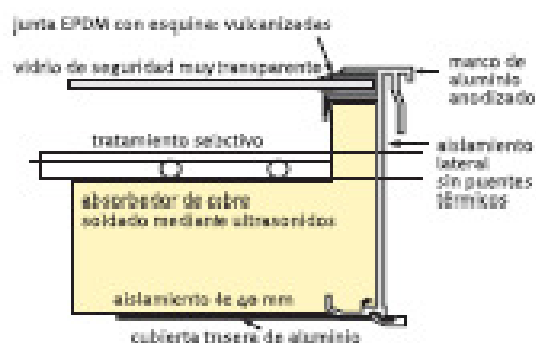
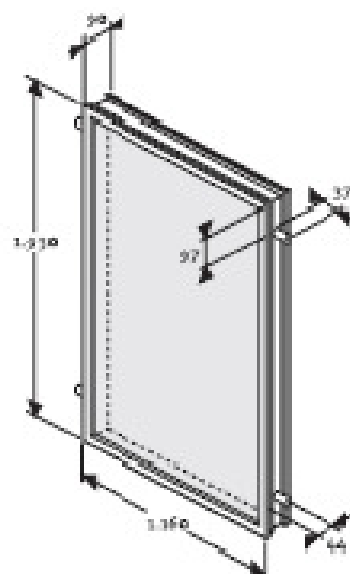
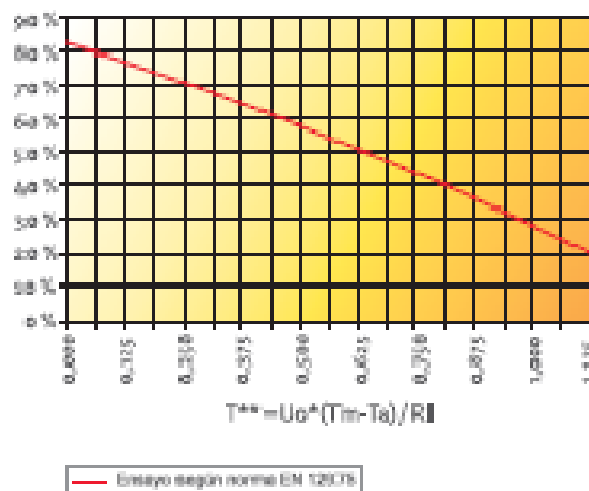
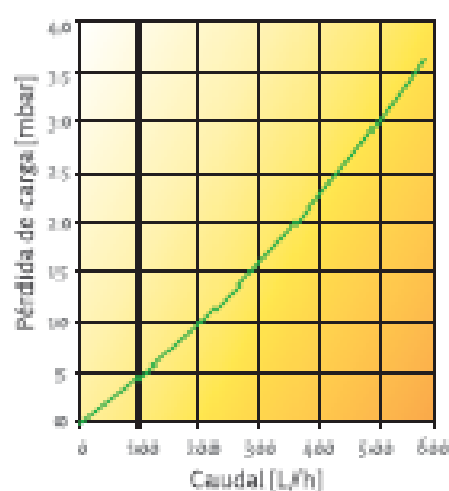


Figura 144: Catálogo captador HR 2.02 4V

RENDIMIENTO CAPTADOR HR 2.02 4V



PÉRDIDA DE CARGA CAPTADOR HR 2.02 4V

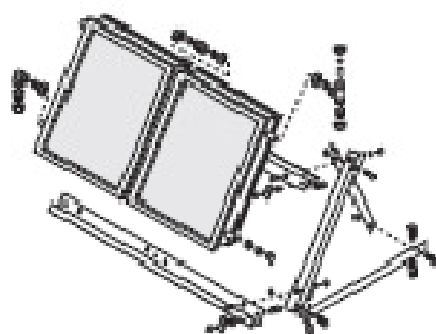


Características	Unidad	Captador solar HR 2.02 4V
Dimensiones	mm	1.010x1.160x90
Superficie de absorción	m <sup>2</sup>	2,02
Superficie de apertura	m <sup>2</sup>	2,02
Superficie bruta	m <sup>2</sup>	2,24
Peso	kg	39
Contenido de fluido	L	1,36
Presión de trabajo	bar	6,0
Presión de prueba	bar	10
Temperatura estancamiento (T <sub>st</sub> = 30 °C - 8) = 900 W/m <sup>2</sup>	°C	196
Caudal recomendado	L/hm <sup>2</sup>	40
Fluido de transferencia de calor		Agua+propilenglicol
Absorbedor		Cobre con tubo de cobre (soldadura por ultrasonidos)
Tratamiento selectivo		SUNSELECT
Espesor de la placa absorbente	mm	0,3
Grado de absorción solar (AM 1,5)	%	95
Grado de emisión térmica (500 °C)	%	5
Nº de tubos en paralelo		9
Diámetro conexiones	mm	22
Marco		Aluminio
Aislamiento		Lana de roca (aplicación solar)
Espesor de aislamiento pared posterior	mm	40
Espesor de aislamiento lateral	mm	15
Junta de estanqueidad del colector		Junta EPDM
Vidrio		Vidrio solar de seguridad de 4 mm
Transmisión del vidrio	%	91±2
Rendimiento normalizado EN12975 (CENER)		
Rendimiento (superficie apertura)		
Coefficiente óptico-ganancias	g0	0,819
Coefficiente pérdidas 1	K1 W <sub>0</sub> /m <sup>2</sup> K	4,117
Coefficiente pérdidas 2	K2 W <sup>0,75</sup> /m <sup>2</sup> K <sup>0,75</sup>	0,014
Pérdida de carga		
	50 L/h mbar	2,5
	100 L/h mbar	5
	150 L/h mbar	8
Modelo		
HR 2.02 4V	Ref. 0020020360	€ 612,00

Figura 145: Catálogo captador HR 2.02 4V. Características y precio

CAPTADOR

# HR 2.02 4V

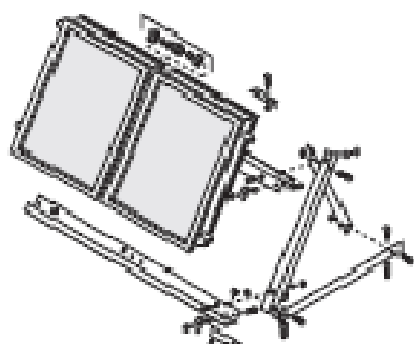


## Accesorio para montaje en tejado plano

### KIT BÁSICO MONTAJE 2 CAPTADORES

Incluye:

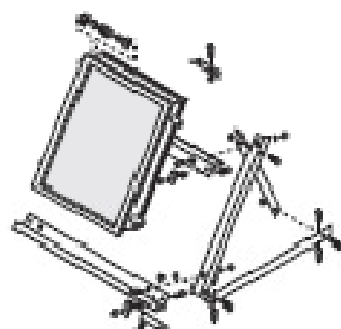
- + Base-soporte 2 captadores
- + 3 triángulos-soporte
- + 1 juego de racores unión captadores (ref. 0020020438)
- + Racores hidráulicos 1 tubería (ent/sal) (ref. 0020020437)



### KIT AMPLIACIÓN 2 CAPTADORES

Incluye:

- + Base-soporte 2 captadores
- + 2 triángulos-soporte
- + 2 juegos de racores unión captadores (ref. 0020020438)



### KIT AMPLIACIÓN 1 CAPTADOR

Incluye:

- + Base-soporte 1 captador
- + 1 triángulo-soporte
- + 1 juego de racores unión captadores (ref. 0020020438)

Descripción

Ref.

€

Kit básico montaje tejado plano 2 captadores

0020020582

284,00

Kit ampliación tejado plano 1 captador

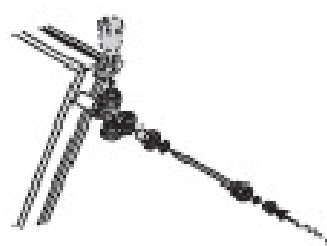
0020020583

125,00

Kit ampliación tejado plano 2 captadores

0020020584

218,00



NOTA: El kit básico de montaje incorpora una Te para la conexión del purgador correspondiente. En al menos una de las baterías de la instalación debe sustituirse dicha Te por una doble Te para la instalación de la sonda de temperatura.

Descripción

Ref.

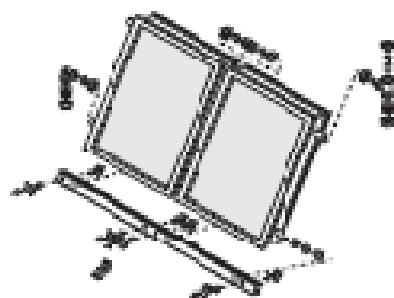
€

Doble Te sonda-purgador

0020020439

44,00

Figura 146: Catálogo captador HR 2.02 4V. Accesorios para montaje en tejado plano

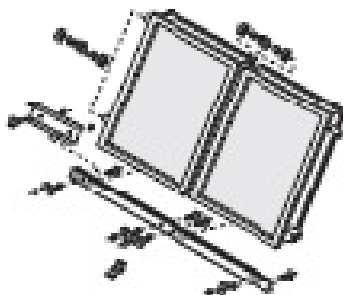


## Accesorios para montaje en tejado inclinado

### KIT BÁSICO MONTAJE 2 CAPTADORES

#### Incluye:

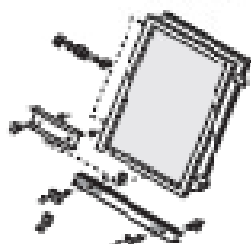
- Base-soporte 2 captadores
- Racores unión captadores (ref. 0020020438)
- 1 juego de racores hidráulicos + sartenal (ent/oa) (ref. 0020020437)



### KIT AMPLIACIÓN 2 CAPTADORES

#### Incluye:

- Base-soporte 2 captadores
- 2 juegos de racores unión captadores (ref. 0020020438)



### KIT AMPLIACIÓN 1 CAPTADOR

#### Incluye:

- Base-soporte 1 captador
- 1 juego de racores unión captadores (ref. 0020020438)

Descripción	Ref.	€
Kit básico montaje tejado inclinado 2 captadores	0020022172	158,00
Kit ampliación tejado inclinado 1 captador	0020022173	108,00
Kit ampliación tejado inclinado 2 captadores	0020022174	164,00

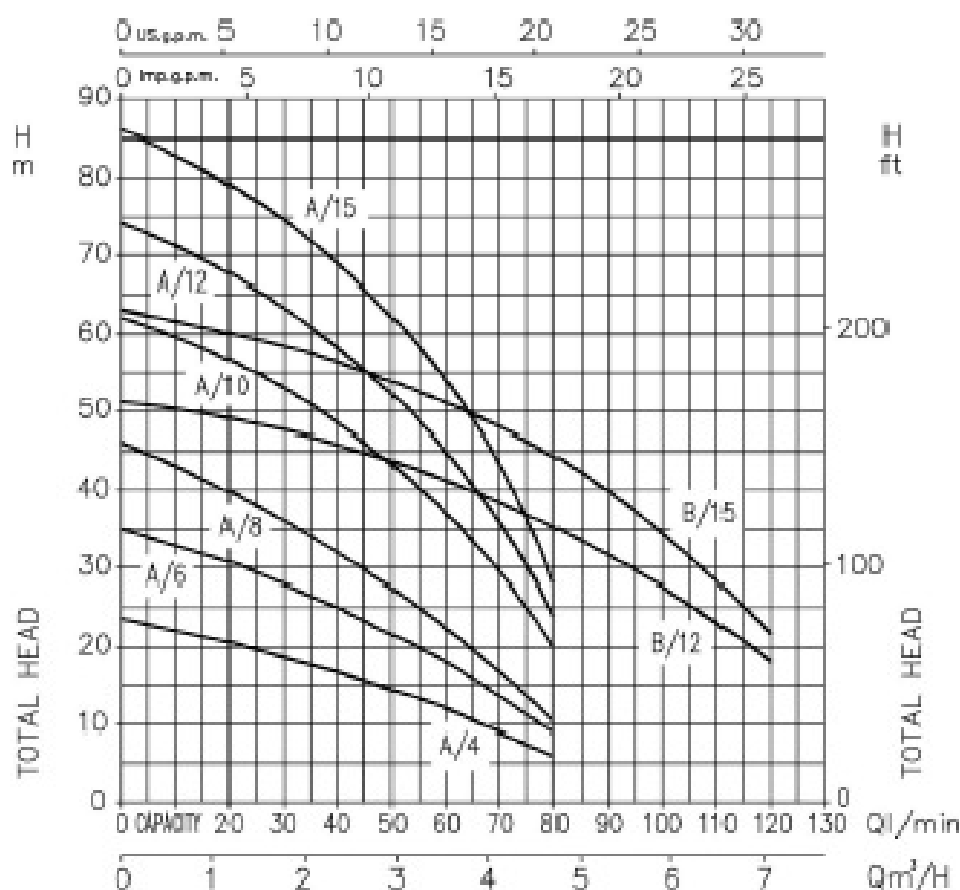
NOTA: Además de los kit de montaje hay que seleccionar y pedir los elementos de fijación del soporte al tejado. Utilice la siguiente tabla de selección:

Teja estándar (árabe, mixta, etc)	Teja plana (Pizana)	Regulable teja estándar (árabe, mixta, etc)

Descripción	Teja estándar		Teja plana		Teja estándar ajustable	
	Ref.	€	Ref.	€	Ref.	€
Kit básico soportes 1 captador	0020020444	109,00	0020020449	114,00	3 1 0020020442	297,00
Kit ampliación soportes 1 captador	0020020441	59,00	0020020447	49,00	0020020442	79,00
Kit ampliación soportes 2 captador	0020020443	96,00	0020020448	83,00	2 1 0020020442	178,00

Figura 147: Catálogo captador HR 2.02 4V. Accesorios para montaje en tejado inclinado

### CURVAS DE CARACTERÍSTICAS (según ISO 9906 / 2)



**TABLA DE CARACTERÍSTICAS**

Modelo		kW	CV	Condensador		Intensidad absorbida (A)			líq. m³/h	Q=Caudal														
Minimática 230V 50Hz	Tallística 230/400V 50Hz			μF	V <sub>i</sub>	Minimática 230V	Tallística 400V	20		30	40	50	60	80	100	120	140	160						
										1,2	1,5	2,4	3	3,6	4,8	6	7,2	8,4	9,6					
													H=Altura manométrica total (m)											
COMPACT A/4	COMPACT A/4	0,3	0,4	10	40	2,5	1,8	1,1		20,5	18,7	16,7	14,4	11,9	9	-	-	-	-	-				
COMPACT A/6	COMPACT A/6	0,4	0,6	135	40	3,0	2,3	1,3		30,7	28,2	25,2	21,8	18	9	-	-	-	-	-				
COMPACT A/8	COMPACT A/8	0,6	0,8	14	40	4,0	3,0	1,5		36,7	33,1	30	27,4	23,4	18,5	-	-	-	-	-				
COMPACT A/10	COMPACT A/10	0,75	1	20	40	6,0	4,2	2,4		55,5	53	48,6	43,4	37,1	30	-	-	-	-	-				
COMPACT A/12	COMPACT A/12	0,8	1,2	31,5	40	6,2	4,7	2,4		67,5	63,4	58,4	52,3	44,8	34	-	-	-	-	-				
COMPACT A/15	COMPACT A/15	1,1	1,5	31,5	40	7,3	5,7	3,3		75	70,6	65,1	58,3	54	38	-	-	-	-	-				
COMPACT B/4	COMPACT B/4	0,3	0,4	31,5	40	5,5	4,7	2,7		45	41,5	40,3	43,7	41,3	35,3	27,8	18	-	-	-				
COMPACT B/6	COMPACT B/6	1,1	1,5	31,5	40	7,3	5,9	3,4		59	55	55	54	51,5	44,5	34,5	22	-	-	-				
MCE EREN (*)	MCE EREN (*)	1,1	1,5	25	40	8,4	5	2,8		58	53,5	51	46,6	42	41	33,5	25	17	10	-				
MCE EREN (*)	MCE EREN (*)	1,5	2	30	40	10,8	6,5	3,8		67	62,5	64	62	60	55	45,5	42	34	25	-				
	MCE EREN (*)	2,2	3	-	-	-	8,2	4,7		81	76,5	78	75,7	73	68	58	54	45	35	-				

(\*) Modelo MCE-H en página 34.

Figura 148: Catálogo bomba centrífuga COMPACT. Curva de características

## ELECTROBOMBA CENTRÍFUGA MULTITAPA HORIZONTAL

Electrobomba centrífuga multitapa horizontal, muy silenciosa y particularmente adecuada para el incremento de presión, presurización doméstica, pequeña irrigación de jardines, lavado de vehículos y movimiento de agua limpia.



### PRESTACIONES

- Presión máx. de trabajo: 10 bar
- Temperatura máx. del líquido vehiculado: 40°C

### MATERIALES

- Cuerpo de bomba y soporte: Hierro fundido.
- Camisa externa: AISI 304
- Impulsores y Difusores: Tecnopolímero
- Eje: AISI 416
- Cierre mecánico: Carbón / Cerámica / NBR

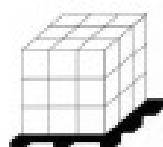
### DATOS TÉCNICOS

- Motor asincrónico, 2 polos y ventilación forzada.
- Aislamiento Clase F
- Protección IP44
- Monofásica 230V  $\pm$  10% 50 Hz
- Trifásica 230/400V  $\pm$  10% 50 Hz
- Condensador y protección termoamperimétrica de resorte automático incorporados (monofásica)

### CONEXIONES

- DNA: 1" para toda la gama (excepto B/12-B-15).
- 1 1/2" para B/12-B/15
- DNI: 1"

### UDS. POR PALLET



COMPACT AM/6 y AM/8 (12 pzas. x 6 niveles) = 72 unidades

COMPACT AM/10, AM/12 y BM/12 (7 pzas. x 5 niveles) = 35 unidades

Modelo de bomba	Código	Potencia		Tensión	R.V.P. €
		kW	CV		
COMPACT AM/4	1480010000A	0,3	0,4	MONOF.	209
COMPACT A/4	1480010004A	0,3	0,4	TRIF.	209
COMPACT AM/6	1480020000A	0,44	0,6	MONOF.	223
COMPACT A/6	1480020004A	0,44	0,6	TRIF.	223
COMPACT AM/8	1480030000A	0,6	0,8	MONOF.	241
COMPACT A/8	1480030004A	0,6	0,8	TRIF.	241
COMPACT AM/10	1480040000	0,75	1	MONOF.	316
COMPACT A/10	1480040004	0,75	1	TRIF.	316
COMPACT AM/12	1480050000	0,9	1,2	MONOF.	343
COMPACT A/12	1480050004	0,9	1,2	TRIF.	343
COMPACT AM/15	1480060000	1,1	1,5	MONOF.	365
COMPACT A/15	1480060004	1,1	1,5	TRIF.	374
COMPACT BM/12	1480070000	0,9	1,2	MONOF.	326
COMPACT B/12	1480070004	0,9	1,2	TRIF.	326
COMPACT BM/15	1480080000	1,1	1,5	MONOF.	365
COMPACT B/15	1480080004	1,1	1,5	TRIF.	366

Figura 149: Catálogo bomba centrífuga COMPACT. Prestaciones y datos técnicos

## COMPLEMENTOS PARA INSTALACIONES DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

### • Vasos expansión energía solar



Código	Artículo	Capacidad l	Presión máx. bar	Dimensiones D x H	Conex. de agua Ø	Presión bar	€
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperatura máxima: 130°C</li> <li>• Precarga: 2,5 bar</li> <li>• Apto para el uso hasta 50% anticongelante</li> </ul>							
<b>MEMBRANA FIJA</b>							
SO 09 021	6 SMF	6	10	200x240	3/4"	2,5	22,88
SO 09 022	8 SMF	8	10	200x335	3/4"	2,5	24,06
SO 09 023	12 SMF	12	10	270x304	3/4"	2,5	28,08
SO 09 024	18 SMF	18	10	270x405	3/4"	2,5	30,16
SO 09 025	24 SMF	24	8	320x425	3/4"	2,5	35,36
<b>MEMBRANA INTERCAMBIABLE</b>							
SO 09 026	35 SMR-P	35	10	360x815	1"	2,5	102,06
SO 09 027	50 SMR-P	50	10	360x750	1"	2,5	132,08
SO 09 028	80 SMR-P	80	10	450x750	1"	2,5	165,36
SO 09 029	100 SMR-P	100	10	450x850	1"	2,5	240,24
SO 09 030	220 SMR	220	10	485x1400	1-1/2"	2,5	510,64
SO 09 031	350 SMR	350	10	485x1965	1-1/2"	2,5	647,02
SO 09 032	500 SMR	500	10	600x2065	1-1/2"	2,5	912,08
SO 09 033	700 SMR	700	10	700x2215	1-1/2"	2,5	1.538,16

#### DIMENSIONAMIENTO DEL VASO DE EXPANSIÓN (\*):

IP colectores		Contenido de agua en litros			Capacidad del vaso
ESCO SOL 3800 S (")	ESCO SOL 3500 (")	Colectores + Instalación	Intercan- biadores	total	
1	2	3,6	15	18,6	12
2	4	7,2	15	22,2	18
4	8	14,4	21	35,4	25
6	12	21,6	42	63,6	50
8	15	28,8	42	70,8	80
10	20	36	60	96	80
12	28	43,2	65	108,2	100
16	35	57,6	80	137,6	150
20	-	72	85	157	150
24	40	86,4	85	171,4	200
28	-	100,8	90	190,8	200
32	60	115,2	100	215,2	300
36	-	129,6	110	239,6	300
40	75	144	120	264	300
44	-	158,4	150	308,4	300
48	90	172,8	150	322,8	350
52	-	187,2	180	367,2	350
60	110	216	200	416	500
70	120	252	250	502	500
80	140	288	300	588	700

(\*) Exclusivamente como valor orientativo

(\*\*) Presión de llenado: 3,5 bar. Máxima presión de trabajo: 6 bar

(\*\*\*) Presión de llenado: 1,5 bar. Máxima presión de trabajo: 3 bar

Figura 150: Catálogo vaso de expansión



## CC INTERCAMBIADORES DE PLACAS



T2B FG H



M3 FG ISO G



M6M FG ISO G

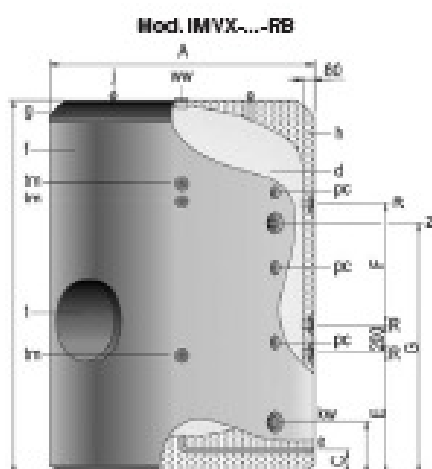
Código	Modelo	Nº de placas	€
<b>BASTIDOR: T2B FG H JUNTAS: NBRP (130°C)</b>			
CC 07 205	T2B FG 5	5	450,00
CC 07 209	T2B FG 9	9	537,00
CC 07 212	T2B FG 12	12	595,00
CC 07 216	T2B FG 16	16	672,00
CC 07 218	T2B FG 18	18	711,00
CC 07 221	T2B FG 21	21	760,00
CC 07 223	T2B FG 23	23	793,00
CC 07 225	T2B FG 25	25	831,00
<b>BASTIDOR: T6M FG RI (rosca interna) L JUNTAS: NBRP (130°C)</b>			
CC 07 316	T6M FG RI 16	16	1.390,00
CC 07 320	T6M FG RI 20	20	1.580,00
CC 07 325	T6M FG RI 25	25	1.811,00
CC 07 330	T6M FG RI 30	30	2.041,00
CC 07 335	T6M FG RI 35	35	2.230,00
CC 07 340	T6M FG RI 40	40	2.450,00
CC 07 345	T6M FG RI 45	45	2.680,00
CC 07 350	T6M FG RI 50	50	2.910,00
CC 07 355	T6M FG RI 55	55	3.151,00
<b>BASTIDOR: M3 FG ISO G (manguitos) H JUNTAS: NBRP (130°C)</b>			
CC 07 411	M3 FG 11	11	783,00
CC 07 415	M3 FG 15	15	851,00
CC 07 418	M3 FG 18	18	933,00
CC 07 420	M3 FG 20	20	1.001,00
CC 07 423	M3 FG 23	23	1.051,00
CC 07 426	M3 FG 26	26	1.145,00
CC 07 430	M3 FG 30	30	1.242,00
CC 07 435	M3 FG 35	35	1.364,00
CC 07 440	M3 FG 40	40	1.485,00
CC 07 445	M3 FG 45	45	1.574,00
CC 07 447	M3 FG 47	47	1.621,00
<b>BASTIDOR: M6M FG ISO G (manguito) L JUNTAS: NBRP (140°C)</b>			
CC 07 515	M6M FG 15	15	1.848,00
CC 07 520	M6M FG 20	20	2.115,00
CC 07 525	M6M FG 25	25	2.382,00
CC 07 530	M6M FG 30	30	2.640,00
CC 07 535	M6M FG 35	35	2.908,00
CC 07 540	M6M FG 40	40	3.172,00
CC 07 545	M6M FG 45	45	3.430,00
CC 07 547	M6M FG 47	47	3.543,00
<b>RECAMBIOS</b>			
CC 07 551	373017-4098	Placa canal M3 H	20,00
CC 07 552	373017-4000	Placa final M3 H	20,00
CC 07 555	32383-06546	Junta M3 NBR (1)	26,00
CC 07 558	32383-06543	Junta M3 EPDM (1)	31,00
CC 07 553	384217-4098	Placa canal M6M L	80,00
CC 07 554	384217-0097	Placa final M6M L	120,00
CC 07 557	32330-14146	Junta M6M NBR	60,00
CC 07 558	32330-14246	Junta inicial M6M NBR	60,00
CC 07 559	32330-14193	Junta M6M EPDM (1)	70,00
(1) Junta inicial 2 uds.			

NOTA: OTRAS COMPOSICIONES DE NUMERO DE PLACAS, PARA TODOS LOS MODELOS, CONSULTAR

Figura 151: Catálogo intercambiadores de placas

## CC DEPÓSITOS DE GRAN CAPACIDAD ACERO INOXIDABLE

**IDROGAS**



- t- Boca de hombre DN400
- d- Depósito acumulación ACS
- f- Forro exterior (opcional)
- g- Cubierta superior (opcional)
- h- Aislamiento térmico
- j- Cáncanos para transporte

Depósitos de gran capacidad fabricados en acero inoxidable, decapado químico y pasivado, después de ensamblar.

Con capacidades de 1.500 a 5.000 litros, todos los depósitos acumuladores de la nueva serie IDROGAS van aislados con 80 mm de espesor de espuma rígida de poliuretano de densidad optimizada y libre de CFC, inyectada en molde. Con boca lateral de DN 400.

Todos los modelos disponen de conexiones para la incorporación de resistencias eléctricas e incorporan de serie la protección catódica permanente CORREX UP.

### Modelo RB

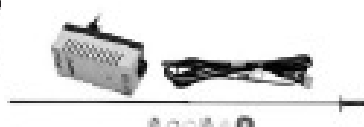
Depósito acumulador sin sistema de intercambiador de serpentines, destinado a funciones de acumulación de ACS, mediante una producción externa, p.e. intercambiador de placas.

Código	Artículo	€
	<b>DEPOSITO ACUMULADOR SERIE IMVX- RB</b>	
CC 01 821	IMVX 1500 RB INOX	6.952,00
CC 01 822	IMVX 2000 RB INOX	7.547,00
CC 01 823	IMVX 2500 RB INOX	10.222,00
CC 01 824	IMVX 3000 RB INOX	11.167,00
CC 01 825	IMVX 3500 RB INOX	11.733,00
CC 01 826	IMVX 4000 RB INOX	13.694,00
CC 01 827	IMVX 5000 RB INOX	14.468,00

### Sistema de protección catódica "Correx up"

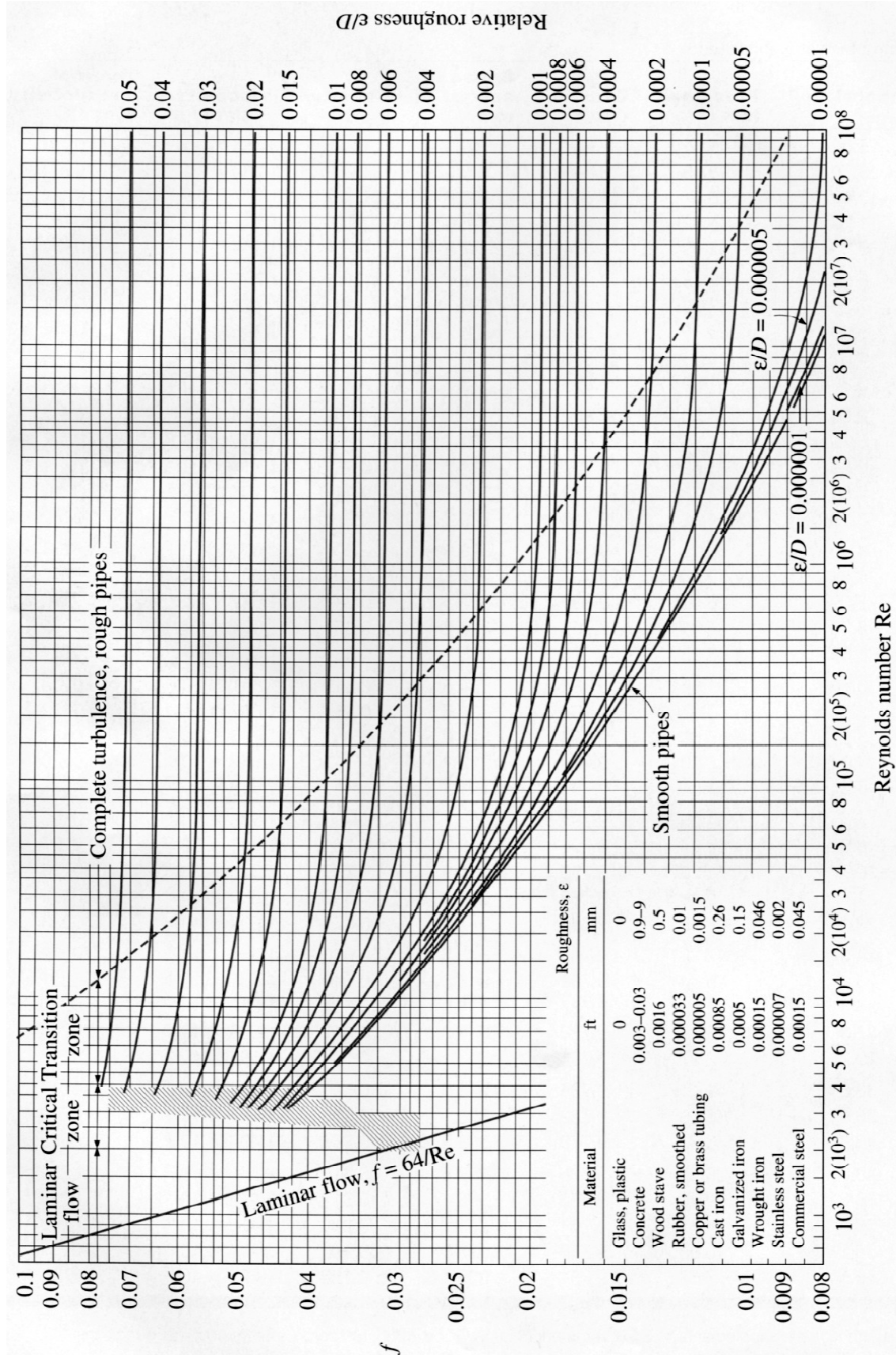
Equipo de protección catódica, libre de mantenimiento, compuesto por ánodo permanente, potencióstato regulador, cableado e instrucciones de conexión y montaje.

Sistema incorporado de serie en toda nuestra gama de depósitos.



MODELO RB - DATOS TÉCNICOS		Ref. tamaño acumulador						
		1500RB	2000RB	2500RB	3000RB	3500RB	4000RB	5000RB
Capacidad de ACS	L	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000
Temp. máx. en continuo depósito de A.C.S.	°C	90	90	90	90	90	90	90
Presión máx. depósito de A.C.S.	bar	8	8	8	8	8	8	8
Peso en vacío (aprox.)	Kg.	275	315	450	485	530	595	685
KW: Entrada de agua fría	°GAS/M	2	2	3	3	3	3	3
e: Desagüe	°GAS/M	1	1	1	1	1	1	1
ww: Salida de ACS	°GAS/M	2	2	3	3	3	3	3
z: recirculación	°GAS/M	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2
R: conexión resistencia	°GAS/M	2	2	2	2	2	2	2
lm: conexión sensores laterales	°GAS/M	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
Diámetro exterior: A	mm	1380	1380	1680	1680	1680	1910	1910
Longitud total: B	mm	1830	2280	2015	2305	2580	2310	2710
Cola C	mm	175	175	175	175	175	175	175
Cola D	mm	315	315	350	350	350	375	375
Cola E	mm	680	680	805	805	805	875	875
Cola F	mm	330	780	300	590	875	465	870
Cola G	mm	1110	1555	1250	1540	1755	1450	1805

Figura 152: Catálogo tanques de almacenamiento



**FIGURE A-27**

The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.

Figura 153: Diagrama de Moody